

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

RUIDO DE JATOS INDUSTRIAIS

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

SANDRA CRISTINA DE BUONE FREDEL

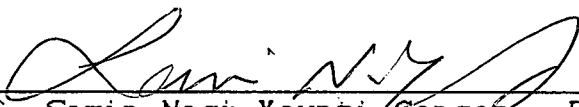
FLORIANÓPOLIS, OUTUBRO DE 1990.

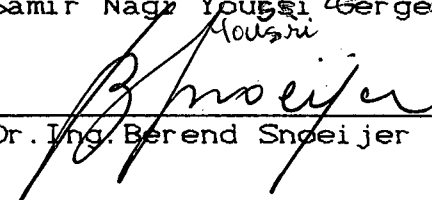
RUIDO DE JATOS INDUSTRIAIS

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA, ÁREA DE CONCENTRAÇÃO
VIBRAÇÕES E ACÚSTICA, APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO CURSO DE
PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA.

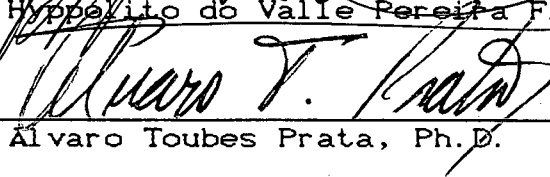

Prof. Samir Nagi Youssi Gerges, Ph.D. - Orientador


Prof. Dr. Ing. Berend Snoeijer - Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Samir Nagi Youssi Gerges, Ph.D. - Presidente


Prof. Hippólito do Valle Pereira Filho, Ph.D.


Prof. Alvaro Toubes Prata, Ph.D.

Aos meus pais, José Roberto e Regina;

Aos meus irmãos, Rosana e Mauro;

Ao meu marido, Márcio

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao Professor Samir N.Y. Gerges pela orientação, amizade, apoio e sugestão do tema deste trabalho.

Agradeço ao Professor Hyppólito do Valle Pereira Filho pelo esforço e dedicação prestados ao desenvolvimento deste trabalho.

Agradeço, igualmente, ao Professor Álvaro Toubes Prata pela atenção e colaboração na elaboração da bancada experimental para as medições de fluxo de massa dos bocais de jato, bem como as horas dispensadas no atendimento de dúvidas.

Agradeço a Associação Brasileira para Prevenção de Acidentes - Coresp, pelo incentivo e apoio na iniciativa da realização do Mestrado em Engenharia Mecânica.

Agradeço também às Empresas que, durante este trabalho, nos auxiliaram, através de recursos e empréstimos de equipamentos, indispensáveis a execução das bancadas experimentais:

- Gates do Brasil: Sr. J. R. de Buone
- Vibranihil: Sr. M. Pimentel
- White Martins: Dr. J. Grecca
- Saab-Scania do Brasil: M. T. Sekitani
- Brosol

Agradeço aos Professores que estiveram envolvidos com o trabalho e que muito ajudaram o seu desenvolvimento.

Agradeço, especialmente, aos Professores Renan Brazzalle e Roberto M. Heidrich, pelo empréstimo do microcomputador, bem como a recuperação técnica de equipamentos indispensáveis no trabalho.

Aos Professores José João de Espíndola, Arcanjo Lenzi e Nelson do Vale, o meu obrigado pelos valiosos ensinamentos, pelo convívio e amizade nestes anos.

A Professora e amiga Elisabeth Marques, agradeço o apoio e carinho dedicados.

Aos amigos da Pós Graduação e especialmente aos companheiros de Laboratório: Hilton, Eduardo, Elvira, Marcão, Edinardo, Murillo e Luis, obrigado pelos anos de convívio, pela troca de experiências, pela luta, pela coragem, pela dignidade e sobretudo pela vontade de crescer. A vocês, todo o meu carinho.

Agradeço ao técnico, amigo e companheiro Adilto, pela sua dedicação e por toda a sua participação neste trabalho, seja da fabricação dos bocais de jato, à construção do medidor de placa de orifício.

Agradeço, igualmente, aos amigos Milton, Edivaldo e Richard, pela valiosa contribuição técnica prestada a este trabalho.

As inúmeras pessoas que também ajudaram de alguma forma, o desenvolvimento técnico do trabalho, o meu muito obrigado.

Agradeço, especialmente, o meu marido Márcio Celso Fredel por todo o apoio, técnico e moral, prestados a este trabalho, juntamente com toda a sua dedicação na elaboração da arte final desta Dissertação.

À todas as pessoas, meus amigos, parentes e familiares, o meu carinho especial por acreditarem e torcerem por minha realização profissional. Esta etapa está encerrada, não somente por mim, mas por aqueles que lutaram comigo. Obrigada.

INDICE

1. INTRODUÇÃO E OBJETIVOS

2. MODELO TEÓRICO DO RUÍDO AERODINÂMICO

2.1	FONTES AERODINÂMICAS.....	11
2.2	RUÍDO GERADO POR JATOS LIVRES.....	13
2.2.1	ANALOGIA ACÚSTICA (Lighthill).....	14
2.3	ESTRUTURA DO JATO.....	26
2.4	COMPARAÇÃO ENTRE O CAMPO SONORO RADIADO PREDITO E OS EXPERIMENTAIS.....	29
2.5	ESTRUTURA TURBULENTA.....	30
2.6	DESENVOLVIMENTO DE PROTÓTIPOS DE BOCAIS DE JATOS SI- LENCIOSOS BASEADO NO MODELO TEÓRICO DO RUÍDO AERODI- NÂMICO.....	31

3. ESTUDO DA FORÇA DO JATO

3.1	INTRODUÇÃO.....	35
3.2	INFLUÊNCIA DA FORÇA NO RUÍDO.....	36
3.3	MÉTODOS UTILIZADOS PARA MEDIÇÃO DE FORÇA.....	38
3.4	MEDIÇÕES DE FORÇA DE JATO EM BOCAIS INDUSTRIAIS.....	48
3.5	RESULTADOS.....	50
3.6	DISCUSSÃO DOS RESULTADOS.....	59
3.7	CONCLUSÕES.....	63

4. ESTUDO DO ESCOAMENTO

4.1	CARACTERÍSTICAS DO ESCOAMENTO.....	85
4.1.1	ESCOAMENTOS VISCOSOS: REGIMES LAMINAR E TURBU- LENTO.....	87
4.1.2	ESCOAMENTOS COMPRESSÍVEIS.....	87

4.2	INSTRUMENTAÇÃO NA MEDIÇÃO DE VAZÃO DE AR.....	89
4.2.1	MEDIDORES DE FLUXO.....	91
4.2.1.1	MEDIDORES DE PRESSÃO.....	92
4.2.1.2	MEDIDORES DE VELOCIDADE.....	93
4.2.2	MÉTODO DE MEDIDA DE VAZÃO UTILIZANDO TUBO DE VENTURI.....	95
4.3	DEDUÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA DE UM BOCAL CONVERGENTE DE ÁREA DE ABERTURA A, PROVENIENTE DE UM RESERVATÓRIO DE GRANDES DIMENSÕES	97
4.3.1	PREDIÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA CRÍTICA DOS BOCAIS ANALISADOS.....	101
4.4	MEDIÇÕES DE VAZÃO EM BOCAIS DE AR COMPRIMIDO.....	104
4.4.1	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL.....	105
4.5	QUANTIFICAÇÃO DA VELOCIDADE DO JATO NO BOCAL.....	113
4.6	ANÁLISE DOS RESULTADOS.....	120
4.7	CONCLUSÕES.....	125
5.	RUIDO DE JATOS	
5.1	INTRODUÇÃO	128
5.2	ESTUDOS REALIZADOS EM RUIDO DE JATOS INDUSTRIAIS....	129
5.3	MEDIÇÃO DE RUÍDO.....	149
5.3.1	INTRODUÇÃO.....	149
5.3.2	DETERMINAÇÃO DE PRESSÃO SONORA.....	150
5.3.3	DETERMINAÇÃO DE POTÊNCIA SONORA POR COMPARAÇÃO.....	154
5.3.3.1.	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL.....	155
5.4	RESULTADOS.....	163
5.5	DISCUSSÃO DOS RESULTADOS.....	167
5.6	CONCLUSÕES.....	195

6. ANÁLISE DOS RESULTADOS E CONCLUSÕES

6.1 CLASSIFICAÇÃO DOS BOCAIS DE JATO INDUSTRIAIS.197

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

APÊNDICE I - DETERMINAÇÃO DE RAIZES DE EQUAÇÃO - MÉTODO DE MÜLLER

APÊNDICE II - PROGRAMAS UTILIZADOS NO FFT

LISTA DE FIGURAS

- FIGURA 1 - RUÍDO DE JATOS LIVRES [08].
- FIGURA 2 - GERAÇÃO SONORA DO JATO A BAIXO NÚMERO DE MACH [10].
- FIGURA 3 - TEORIA DA DILATAÇÃO [16].
- FIGURA 4 - MODELO DO RUÍDO DE JATO CONSIDERANDO OS EFEITOS DE CONVECÇÃO E REFRAÇÃO ACÚSTICA [16].
- FIGURA 5 - DIRETIVIDADE DO JATO DE AR SUBSÔNICO [08].
- FIGURA 6 - ESPECTRO DA PRESSÃO SONORA EM BANDA DE OITAVA DO JATO TURBULENTO [08].
- FIGURA 7 - ESTRUTURA DO JATO [09].
- FIGURA 8 - CONTORNO DA CAMADA DE MISTURA TURBULENTO [09].
- FIGURA 9 - PERFIS DE VELOCIDADE DA CAMADA DE MISTURA [09].
- FIGURA 10 - ESPECTRO SONORO DE UM JATO EM TRÊS POSIÇÕES DISTINTAS [05].
- FIGURA 11 - VARIAÇÃO DO NÍVEL DE POTÊNCIA SONORA TOTAL COM A VELOCIDADE DO JATO EM BOCAIS SUBSÔNICOS [07].
- FIGURA 12 - BOCAL DIFUSOR MÚLTIPLO [09].
- FIGURA 13 - BOCAL RESTRITIVO DE FLUXO [09].
- FIGURA 14 - BOCAL SILENCIADOR [09].
- FIGURA 15 - BOCAL AMPLIFICADOR DE AR [05].

FIGURA 16 - DISPOSITIVO PARA MEDIÇÃO DE FORÇA DE JATO [21].

FIGURA 17 - BOCAL CONVERGENTE [21].

FIGURA 18 - BOCAL AMPLIFICADOR DE AR [21].

FIGURA 19 - FORÇA DE JATO X PRESSÃO DE RESERVATÓRIO [21].

FIGURA 20 - NÍVEL DE PRESSÃO SONORA VERSUS FORÇA DE JATO
PARA BOCAIS DE JATO LIVRE [21].

FIGURA 21 - EFICIÊNCIA DE FORÇA VERSUS PRESSÃO DE RESERVATÓRIO
[02].

FIGURA 22 - ESQUEMA DO ARRANJO EXPERIMENTAL [22].

FIGURA 23 - MEDIÇÃO DE FORÇA DE JATO

FIGURA 24 - FORÇA DE JATO - GRUPO 1: DISCO -5 cm.

FIGURA 25 - FORÇA DE JATO - GRUPO 2: DISCO -5 cm.

FIGURA 26 - FORÇA DE JATO - GRUPO 3: DISCO -5 cm.

FIGURA 27 - FORÇA DE JATO - GRUPO 4: DISCO -5 cm.

FIGURA 28 - FORÇA DE JATO - GRUPO 5: DISCO -5 cm.

FIGURA 29 - FORÇA DE JATO - GRUPO 6: DISCO -5 cm.

FIGURA 30 - FORÇA DE JATO - GRUPO 7: DISCO -5 cm.

FIGURA 31 - ESCOAMENTO INTERNO ATRAVÉS DE UM BOCAL GENÉRICO
[23].

FIGURA 32 - MEDIDOR DE PLACA DE ORIFÍCIO.

FIGURA 33 - MEDIDOR DE VENTURI [24].

FIGURA 35 - ESQUEMA DE MEDIÇÃO DE VAZÃO UTILIZANDO TUBO DE VENTURI [02].

FIGURA 36 - CURVA DE VAZÃO MÁSSICA DE QUATRO BOCAIS VERSUS PRESSÃO DE RESERVATÓRIO [02].

FIGURA 37 - DESCARGA DE FLUIDO DE UM RESERVATÓRIO DE GRANDES DIMENSÕES.

FIGURA 38 - MEDIDOR DE PLACA DE ORIFÍCIO - ISO 5167 [26].

FIGURA 39 - VELOCIDADE DO JATO.

FIGURA 40 - VAZÃO MÁSSICA X PRESSÃO DE RESERVATÓRIO - GRUPO 1.

FIGURA 41 - VAZÃO MÁSSICA X PRESSÃO DE RESERVATÓRIO - GRUPO 2.

FIGURA 42 - VAZÃO MÁSSICA X PRESSÃO DE RESERVATÓRIO - GRUPO 3.

FIGURA 43 - VAZÃO MÁSSICA X PRESSÃO DE RESERVATÓRIO - GRUPO 4.

FIGURA 44 - VAZÃO MÁSSICA X PRESSÃO DE RESERVATÓRIO - GRUPO 5.

FIGURA 45 - VAZÃO MÁSSICA X PRESSÃO DE RESERVATÓRIO - GRUPO 6.

FIGURA 46 - VAZÃO MÁSSICA X PRESSÃO DE RESERVATÓRIO - GRUPO 7.

FIGURA 47 - MODELOS DE BOCAIS DISPONÍVEIS NO MERCADO INTERNACIONAL [12].

FIGURA 48 - VARIAÇÃO DO NPS d_{BCA} COM O FATOR $(R-1)$ [12].

FIGURA 49 - ESPECTRO NORMALIZADO DA POTÊNCIA SONORA DO JATO [13].

FIGURA 50 - REDUÇÃO DO RUÍDO X PRESSÃO DE RESERVATÓRIO [16].

FIGURA 51 - NÍVEL DE PRESSÃO SONORA A 1m DO BOCAL E A 90 GRAUS EM RELAÇÃO AO EIXO DO JATO [01].

FIGURA 52 - $L_{A \text{ MEDIO}} - L_{A90^\circ}$ E $L_{A \text{ MEDIO}} - L_{A \text{ MAX}}$ X PRESSÃO DE RESERVATÓRIO [04].

FIGURA 53 - SIMULAÇÃO DE EJEÇÃO DE PEÇAS [21].

FIGURA 54 - NPS dBCA) X FOLGA DA PRENSA (FORÇA $150 \cdot 10^{-2}$ N) [21]

FIGURA 55 - ESPECTRO DO NPS DE BOCAIS [12].

FIGURA 56 - MEDIÇÃO DE PRESSÃO SONORA PARA BOCAIS EJETORES [05].

FIGURA 57 - MEDIÇÃO DE PRESSÃO SONORA PARA BOCAIS DE 6.35 mm [05].

FIGURA 58 - MEDIÇÃO DE PRESSÃO SONORA PARA BOCAIS DE 9.53 mm [05].

FIGURA 59 - ESPECTRO DO NPS DO BOCAL S4 - $P_c = 5 \text{ kgf/cm}^2$
(a) 60° ; (b) 90°

FIGURA 60 - ESPECTRO DO NPS DO BOCAL 1 - $P_c = 5 \text{ kgf/cm}^2$
(a) 60° ; (b) 90°

FIGURA 61 - ESPECTRO DO NÍVEL DE POTÊNCIA SONORA DA FONTE B&K 4205 [40].

FIGURA 62 - ESPECTRO DO NPS dBCA) DA FONTE OBTIDO DIGITALMENTE.

FIGURA 63 - MEDIÇÃO DE POTÊNCIA SONORA EM CAMPO DIFUSO.

FIGURA 64 - CALIBRAÇÃO DO SISTEMA.

FIGURA 65 - ESPECTRO DO RUÍDO DE FUNDO NA CÂMARA ACÚSTICA.

FIGURA 66 - ESPECTRO CALIBRADO DO NPS dBCA) - BOCAL 1.

FIGURA 67 - ESPECTRO CALIBRADO DO NPS dBCA) - BOCAL S4.

FIGURA 68 - NPS dBCA) X PRESSÃO DE RESERVATÓRIO - GRUPO 1.

FIGURA 69 - NPS dBCA) X PRESSÃO DE RESERVATÓRIO - GRUPO 2.

FIGURA 70 - NPS dBCA) X PRESSÃO DE RESERVATÓRIO - GRUPO 3.

FIGURA 71 - NPS dBCA) X PRESSÃO DE RESERVATÓRIO - GRUPO 4.

FIGURA 72 - NPS dBCA) X PRESSÃO DE RESERVATÓRIO - GRUPO 5.

FIGURA 73 - NPS dBCA) X PRESSÃO DE RESERVATÓRIO - GRUPO 6.

FIGURA 74 - NPS dBCA) X PRESSÃO DE RESERVATÓRIO - GRUPO 7.

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 - NIVEIS SONOROS MEDIDOS DE JATOS DE AR EM BOCAIS CONVENCIONAIS E MULTIORIFICIOS [01].

TABELA 2 - NIVEIS SONOROS DE BOCAIS CONVENCIONAIS [01].

TABELA 3 - CLASSIFICAÇÃO DE EFICIÊNCIA DE EJETORES [19].

TABELA 4 - CLASSIFICAÇÃO DA EFICIÊNCIA DE BOCAIS CONVENCIONAIS E ACOPLADOS A REVÓLVORES PNEUMÁTICOS [19].

TABELA 5 - FORÇA DE JATO (ND) - BOCAL 1

TABELA 6 - FORÇA DE JATO (ND) - BOCAL 2

TABELA 7 - FORÇA DE JATO (ND) - BOCAL 3

TABELA 8 - FORÇA DE JATO (ND) - BOCAL 4

TABELA 9 - FORÇA DE JATO (ND) - BOCAL 5

TABELA 10 - FORÇA DE JATO (ND) - BOCAL 6

TABELA 11 - FORÇA DE JATO (ND) - BOCAL 7

TABELA 12 - FORÇA DE JATO (ND) - BOCAL B1

TABELA 13 - FORÇA DE JATO (ND) - BOCAL E1

TABELA 14 - FORÇA DE JATO (ND) - BOCAL S1

TABELA 15 - FORÇA DE JATO (ND) - BOCAL S2

TABELA 16 - FORÇA DE JATO (ND) - BOCAL S3

TABELA 17 - FORÇA DE JATO (ND) - BOCAL S4

TABELA 18 - FORÇA DE JATO (ND) - BOCAL S5

TABELA 19 - FORÇA DE JATO (ND) - BOCAL S6

TABELA 20 - FORÇA DE JATO (N) - BOCAL S7

TABELA 21 - FORÇA DE JATO (N) - BOCAL S8

TABELA 22 - FORÇA DE JATO (N) - BOCAL S9

TABELA 23 - FORÇA DE JATO (N) - BOCAL SILVENT 500

TABELA 24 - FORÇA DE JATO (N) - BOCAL SILVENT 501

TABELA 25 - FORÇA DE JATO (N) - BOCAL S

TABELA 26 - EQUAÇÕES PARA O CÁLCULO DA VAZÃO MÁSSICA E OS VALORES DAS ÁREAS EQUIVALENTES DE SAÍDA [02,04].

TABELA 27 - VAZÃO MÁSSICA CRÍTICA.

TABELA 28 - VALORES DE VAZÃO MÁSSICA DOS BOCAIS.

TABELA 29 - VELOCIDADE DO JATO NO ORIFÍCIO DO BOCAL.

TABELA 30 - COMPARAÇÃO DAS EQUAÇÕES (5.1) E (5.4).

TABELA 31 - CLASSIFICAÇÃO DOS ÍNDICES DE BOCAIS [02].

TABELA 32 - AUMENTO DO NÍVEL SONORO DEVIDO À INSERÇÃO DA VÁLVULA - dBCA).

TABELA 33 - MEDIÇÕES DE PRESSÃO SONORA COM FFT B&K 2515.

TABELA 34 - PROCEDIMENTO DE CÁLCULO PARA COMPOSIÇÃO DO ESPECTRO DE POTÊNCIA SONORA DA FONTE DE REFERÊNCIA VIA DIGITAL.

TABELA 35 - VALORES DA PRESSÃO SONORA PARA COMPOR O ESPECTRO VIA DIGITAL.

TABELA 36 - NÍVEIS DE POTÊNCIA E PRESSÃO SONORA TOTAIS PARA CADA BOCAL.

TABELA 37 - DESEMPENHO DOS BOCAIS DE JATOS INDUSTRIAIS.

RESUMO

O ruído proveniente de jatos industriais é um dos maiores contribuintes à perda auditiva ocupacional. O jato é utilizado nas indústrias para ejetar peças, secagem, limpeza e resfriamento de moldes, normalmente, em uma faixa de pressão de 3 a 8 bar. O objetivo principal deste trabalho é a redução de ruído de jatos industriais, baseado no conhecimento de suas características fundamentais, tais como: força total, vazão mássica e níveis de potência e pressão sonora totais.

Verificou-se que a geração do ruído de jato livre é proveniente de uma distribuição de fontes quadropolo e que o ruído ocorre a partir de condições de escoamento turbulento, definindo-se para isso, a equação de Lighthill para ondas acústicas. Com isso percebeu-se que a redução na velocidade do jato causa um decréscimo no ruído gerado.

Das medições de força de jato foi possível qualificar bocais ejetores e bocais para limpeza. As medições de vazão mássica forneceram dados de velocidade de alguns bocais de jato, sendo possível caracterizá-los como sônicos.

Os bocais projetados nesta dissertação apresentaram ótimos resultados de redução de ruído com boas características de vazão e força, qualificando-os para atender a um mercado diversificado de utilização industrial.

Noise from industrial jets ranks as a mayor contributor to industrial deafness. Compressed air find use for swarf removal, cooling, blow off water and ejection part, usually from the normal factory supply line at 3 to 7 bar. The principal objctive of this work is to reduce noise from industrial jets by the knowledge of its fundamental characteristics like, thrust, mass flow and total sound power and sound pressure levels.

The generation of jet noise comes from a quadrupole sources distribution under conditions of turbulent flow, defining for that, the Lighthill formulation for acoustic waves. So, the velocity reduction of the jet causes a decrease in the noise generation.

From thrust experiments, it was possible to qualify ejectors nozzles and nozzles for blow off. The mass flow measurements provide dates for the jet velocities, which classified as sonic jets.

The nozzles project, in that work, showed very good results in noise reduction with good efficiency characteristics (mass flow and thrust), in order to attend to a diversify market of industrial utilization.

CAPITULO I

INTRODUÇÃO E OBJETIVOS

O ruído aerodinâmico é uma fonte comum de poluição sonora nos meios industriais e na sociedade. Ruídos de jatos de ar são, provavelmente, a terceira causa do alto índice de perda de acuidade auditiva em trabalhadores, excedido somente pelo ruído de impacto de máquinas e ferramentas [01].

O ruído de jato ocorre a partir da descarga de mecanismos pneumáticos e condições de fluxo intermitentes e turbulentas. Jatos são usados para uma multiplicidade de funções relacionadas à transferência de massa, momento ou energia para um processo de trabalho com peças.

Em geral, o ar comprimido é utilizado numa faixa de pressão de linha na indústria, de 5 a 8 kgf/cm² e é usado na remoção de cavacos da área de trabalho, na retirada de resíduos de água ou de óleo de superfícies de materiais submetidos a processos de conformação mecânica, na secagem de peças, ejeção de peças conformadas em matrizes, resfriamento e limpeza. Em cada caso existe a tendência em se utilizar altas velocidades de jatos visando transferir o máximo possível de momento, energia e massa, a fim de aumentar a eficiência das operações.

Existem, atualmente, vários bocais comercialmente disponíveis no mercado nacional, porém nenhuma informação é fornecida com relação às propriedades de escoamento que estes produzem. A questão "Qual bocal se usaria para determinada tarefa?" permanece sem resposta.

O projeto dos bocais comerciais é distinto para cada aplicação. Por exemplo, para remover cavacos ou impurezas é

preferida energia de fluxo omnidirecional (turbulência). Por outro lado, para resfriar moldes de garrafas é preciso de máxima energia transferida, e isto é obtido conservando-se a velocidade direcional [01].

O objetivo principal deste trabalho é a redução de ruído de jatos industriais, baseado no conhecimento de suas principais características.

O estudo mostra a redução do nível de ruído, analisando a influência de três parâmetros básicos:

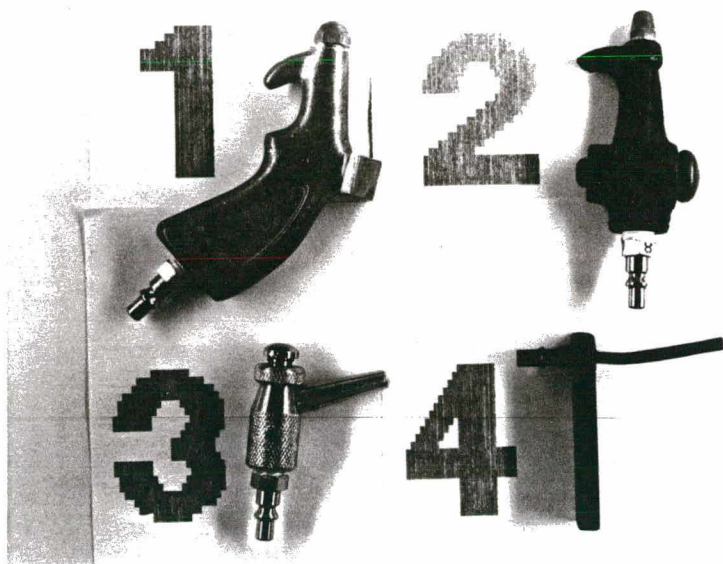
- (i) a pressão de entrada a qual o bocal está sujeito;
- (ii) o escoamento do fluido, ou seja, a quantidade de ar que escoar do bocal por unidade de tempo e;
- (iii) a força do jato.

Depois de quantificados os parâmetros citados em bocais dos mercados nacional e importado, foram projetados e fabricados alguns modelos novos de bocais. O objetivo é comparar o desempenho de cada bocal: nacional, importado e projetado, segundo sua atividade específica e, escolher entre estes modelos, os protótipos menos ruidosos, os quais poderão vir a serem utilizados no mercado.

BOCAIS ESTUDADOS

Nos próximos capítulos serão mostradas as metodologias e procedimentos experimentais para a quantificação das seguintes características fundamentais, em função da pressão do reservatório: espectro do nível de potência sonora, força de jato e vazão de ar.

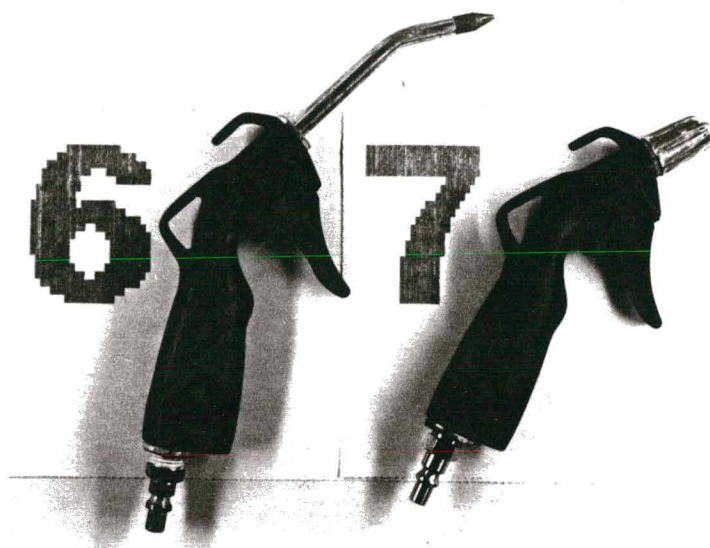
A seguir são apresentados os tipos representativos de bocais que foram analisados:



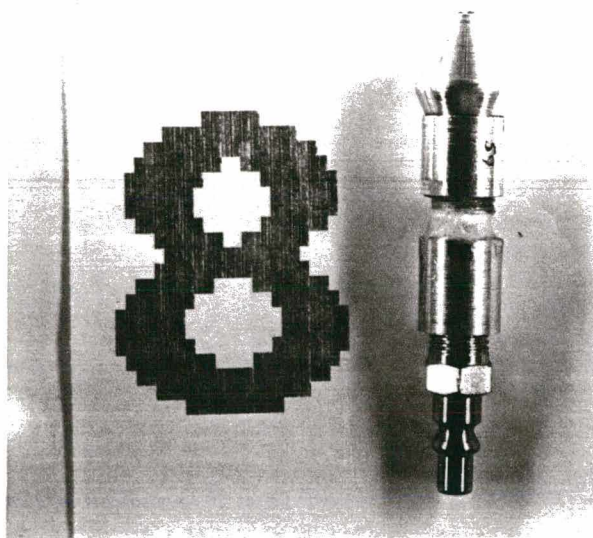
[A] BOCAIS CONVERGENTES NACIONAIS



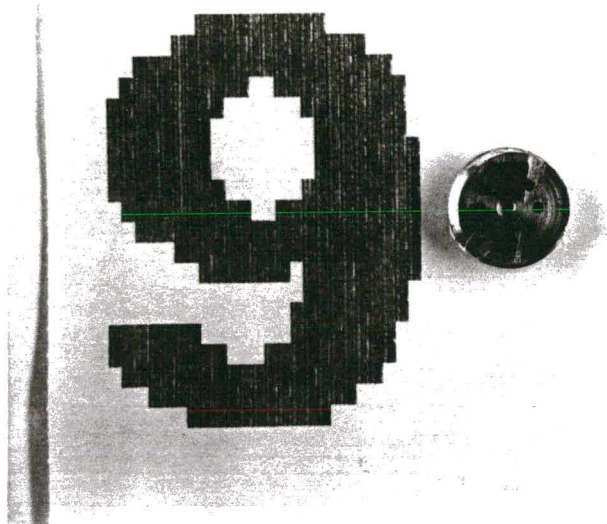
[B] BOCAL CONVERGENTE NACIONAL - TIPO REVÖLVER



[C] BOCAL CONVERGENTE IMPORTADO - TIPO REVÓLVER

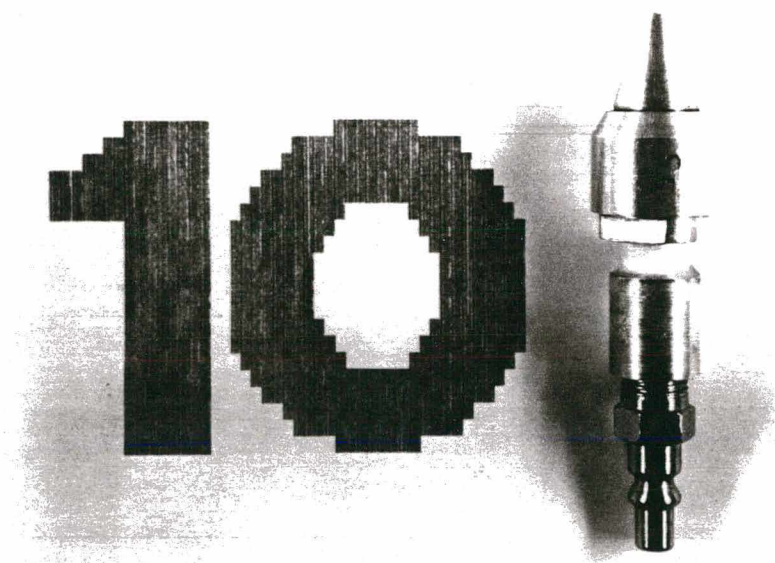


[D] BOCAL AMPLIFICADOR DE AR - (PROJETADO NESTE TRABALHO)
BASEADO NO MODELO COANDA [02, 03, 04].

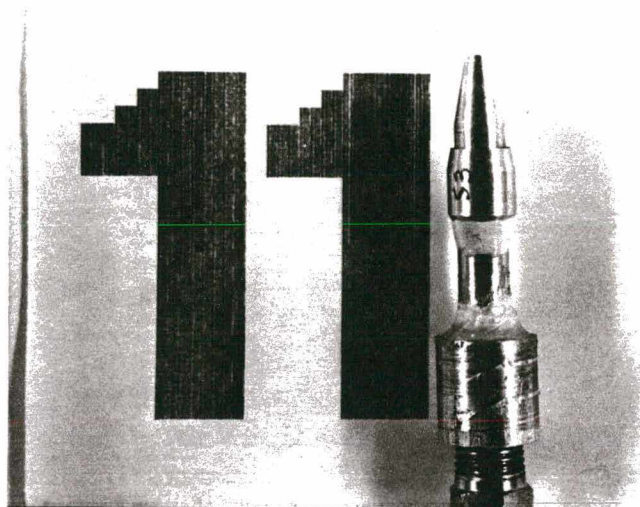


[E] BOCAL DIFUSOR MULTI-ORIFICIOS - (PROJETADO NESTE TRABALHO)

[05]



F] BOCAL DE GEOMETRIA VARIÁVEL - (PROJETADO NESTE TRABALHO)



[G] BOCAL AMPLIFICADOR DE AR - (PROJETADO NESTE TRABALHO) [05]

Os bocais analisados neste estudo serão citados através de nomenclaturas próprias, definidas a seguir, explicando o projeto e as dimensões de cada um deles.

BOCAL 1: representado anteriormente pelo tipo 3.

Apresenta um único orifício de saída.

Área do bocal igual a $3.14 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$

BOCAL 2: representado anteriormente pelo tipo 3.

Apresenta um único orifício de saída.

Área do bocal igual a $4,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$

BOCAL 3: representado anteriormente pelo tipo 1.

Apresenta um único orifício de saída.

Área do bocal igual a $3.14 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$

BOCAL 4: representado anteriormente pelo tipo 1.

Apresenta um único orifício de saída.

Área do bocal igual a $2,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$

BOCAL 5: representado anteriormente pelo tipo 1.

Apresenta um único orifício de saída.

Área do bocal igual a $3,6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$

BOCAL 6: representado anteriormente pelo tipo 5.

Apresenta um único orifício de saída.

Área do bocal igual a $2,0 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$

BOCAL 7: representado anteriormente pelo tipo 2.

Apresenta um único orifício de saída.

Área do bocal igual a $2,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$

BOCAL S: representado anteriormente pelo tipo 9.

Constituído de um tubo cilíndrico sendo que a saída compõem-se de placas com vários orifícios que podem ser removidas do tubo e substituídas por outras, com quantidade distinta de orifícios. Neste trabalho, utilizou-se uma placa com nove orifícios de diâmetro 1,5 mm cada um.

BOCAL S1: representado anteriormente pelo tipo 11.

Este bocal não dispõe de jato central, somente jato secundário, proveniente de quatro orifícios laterais de diâmetros 1,5 mm cada um.

BOCAL S2: representado anteriormente pelo tipo 11

Este bocal não dispõe de jato central, somente jato secundário proveniente de nove orifícios laterais de diâmetros 1,5 mm cada um.

BOCAL S3: representado anteriormente pelo tipo 11.

Este bocal não dispõe de jato central, somente jato secundário proveniente de sete orifícios laterais de diâmetros 1,0 mm cada um.

BOCAL S4: representado anteriormente pelo tipo 11.

Este bocal não dispõe de jato central, somente jato secundário proveniente de quatro orifícios laterais de diâmetros 1,0 mm cada um.

BOCAL S5: representado anteriormente pelo tipo 10.

Apresenta jato central com um orifício de diâmetro 2,0 mm e jato secundário com um orifício de diâmetro 1,5 mm.

BOCAL S6: representado anteriormente pelo tipo 10.

Este bocal não dispõe de jato central, somente jato secundário com dois orifícios de diâmetro 0,5 mm.

BOCAL S7: representado anteriormente pelo tipo 8.

Apresenta jato secundário formado por dois orifícios de diâmetro 1,0 mm e ausência de jato central.

BOCAL S8: representado anteriormente pelo tipo 8.

Apresenta jato secundário formado por dois orifícios

de diâmetro 1,0 mm sem jato central. Dispõe de material acústico no final da trajetória do jato central.

BOCAL S9: representado anteriormente pelo tipo 8.

Apresenta jato secundário formado por dois orifícios de diâmetro 1,0 mm e jato central com orifício de saída de diâmetro 5,0 mm com presença de material acústico.

BOCAL S10: representado anteriormente pelo tipo 8.

Apresenta jato secundário formado por dois orifícios de diâmetro 1,0 mm e jato central com orifício de saída de diâmetro 5,0 mm com ausência de material acústico.

BOCAL E1: representado anteriormente pelo tipo 8.

Apresenta jato secundário formado por dois orifícios de diâmetro 1,0 mm e jato central com orifício de saída de diâmetro 7,7 mm com presença de material acústico.

BOCAL SILVENT 500: representado pelo tipo 6.

Apresenta jato secundário formado por oito fendas de 0,5 mm de comprimento cada uma.

BOCAL SILVENT 501: representado pelo tipo 7.

Apresenta jato secundário formado por dez orifícios de diâmetro 0,5 mm

BOCAL B1: representado pelo tipo 4 (BROSOL).

Apresenta jato central formado por um orifício elíptico

O capítulo II estuda o modelo teórico do ruído aerodinâmico, fundamentado na Lei de Lighthill, a qual associa as propriedades dos fluidos com o mecanismo de geração da onda acústica. Este capítulo ainda discute recentes reformulações desta teoria e estuda a estrutura do jato como gerador de ruído. São apresentados os protótipos de bocais projetados neste trabalho.

No capítulo III estuda-se a força do jato, apresentando resultados experimentais que foram obtidos através de ensaios realizados em todos os bocais citados anteriormente.

O capítulo IV estuda o escoamento, caracterizado por medidas de fluxo de massa em bocais, fazendo-se comparações com um modelo teórico de escoamento crítico, onde a velocidade do jato é igual a velocidade do som.

O capítulo V estuda a geração do ruído por bocais de jato, através de medições de potência sonora pelo método da comparação e medições de pressão sonora em dB (A), sendo que a última tem como objetivo caracterizar o risco de dano auditivo em usuários. As medições de potência sonora em bocais serão comparadas com a teoria de Lighthill da potência sonora proveniente da camada de mistura turbulenta, discutida no capítulo II.

O capítulo VI apresenta as conclusões finais obtidas a partir da análise dos resultados destas três características básicas de jatos industriais mostradas nos capítulos anteriores, visando determinar os bocais de jato mais silenciosos e eficientes.

CAPÍTULO II

MODELO TEÓRICO DO RUÍDO AERODINÂMICO

O termo ruído aerodinâmico foi inicialmente introduzido por Lighthill [06] em 1971, quando do estudo do ruído produzido por um escoamento turbulento. Tal ruído está associado com numerosos processos industriais e tem ganho enorme importância científica nos últimos anos.

O objetivo central deste capítulo visa explicar os principais mecanismos físicos envolvidos na geração do ruído aerodinâmico, seguido do estudo das equações fundamentais que formam a base da analogia acústica de Lighthill, a qual constitui a essência da teoria da camada de mistura turbulenta.

Toda a teoria aqui estudada baseia-se na obtenção de soluções de equações que se aplicam a escoamentos sem interações com sólidos.

Neste capítulo são descritas, também, as limitações da Teoria de Lighthill, as quais foram determinadas em análises mais recentes por Lush [07], além dos principais métodos alternativos utilizados no estudo das características da turbulência.

2.1 FONTES AERODINÂMICAS.

O mecanismo de geração de ruído e seu controle no jato depende do conhecimento das fontes envolvidas.

Em baixas velocidades de fluxo, tal ruído é criado por uma ou mais dos três tipos básicos de fontes aerodinâmicas: monopolo, dipolo e quadrupolo.

A radiação aerodinâmica de um dipolo ocorre quando um fluxo de gás interage com um corpo produzindo forças não estacionárias. A radiação de uma fonte monopolo ocorre quando existe transferência de massa e calor para o fluido. Já a radiação aerodinâmica de um quadrupolo resulta das tensões viscosas em um fluxo de gás turbulento, na ausência de interação com corpos sólidos.

As fontes quadrupolo aerodinâmicas constituem o tipo dominante de fontes em alta velocidade, subsônica e de jatos de ar turbulentos. A análise dimensional da potência sonora radiada por quadrupolo (W) [08], mostra que:

$$W \propto \rho L^2 \frac{V^8}{c^5} = \rho L^2 V^3 M^5 \quad (2.1)$$

onde:

ρ - densidade do fluido (kg/m^3)

L - diâmetro do bocal (m^2)

V - velocidade do jato (m/s)

c - velocidade do som no fluido (m/s)

M - número de Mach = V/c

A eficiência de radiação do quadrupolo difere por um fator M^2 quando comparada com a do dipolo. Em velocidades subsônicas ($M < 1$), a eficiência de radiação de um quadrupolo é menor que a do dipolo [08].

Aumentando a velocidade do jato (V) por um fator 2, aumenta-se o nível de potência sonora em 24 dB, enquanto um aumento da área do bocal S (proporcional a L^2) pelo mesmo

fator, aumenta o nível de potência sonora em somente 3 dB. Devido a força do jato ser proporcional a $L^2 V^2$, é melhor dobrar a força aumentando a área do bocal por um fator 2 do que a velocidade do jato por um fator de 1.4, visto que o aumento na potência sonora seria menor.

2.2 RUÍDO GERADO POR JATOS LIVRES.

O jato livre mais simples é um fluxo emanado de um reservatório através de um bocal convergente (figura 1).

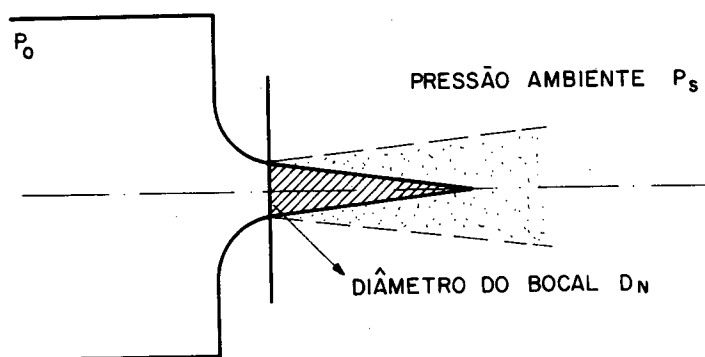


FIGURA 1 - RUÍDO DE JATOS LIVRES [08].

O gás é acelerado de uma velocidade próxima do zero no reservatório a uma velocidade pico na secção transversal do bocal. Neste jato idealizado, nenhuma interação é assumida entre o fluxo e as superfícies sólidas adjacentes. O ruído é somente um resultado dos processos de mistura turbulenta.

Estudos anteriores [09,10] têm mostrado que o ruído total de jatos é formado por vários componentes. O principal deles e, certamente, o componente mais difícil de ser eliminado é o devido à mistura turbulenta do jato com o meio ambiente,

quando da saída do bocal. Este fenômeno é chamado de ruído da zona de mistura e é o que tem recebido maior atenção nos últimos anos, tanto teórica como experimentalmente, visando sua melhor compreensão.

Trabalhos teóricos devidos a Lighthill [11] mostraram como este ruído é gerado em um jato turbulento. Neste tipo de jato, devido a existência de flutuações de velocidade e da não-linearidade das equações diferenciais que descrevem este fenômeno, aparecem tensões adicionais. Estas tensões adicionais, chamadas Tensões de Reynolds produzem trabalho, a partir do qual o ruído é gerado. Estes conceitos têm dominado a análise do ruído de jatos e oferecem um grande fundamento para o estudo e a predição do ruído gerado por escoamentos turbulentos.

2.2.1 ANALOGIA ACÚSTICA (LIGHTHILL)

A essência da teoria de ruído de mistura turbulenta é a formulação de uma analogia acústica, na qual o complexo processo de ruído gerado por turbulência é representado pela distribuição de fontes acústicas equivalentes.

Os processos físicos envolvidos na geração de ruído na zona de mistura são discutidos em termos de um modelo de ruído de jato, obtido matematicamente através do simples rearranjo de equações da Mecânica dos Fluidos, e corresponde a uma distribuição de fontes quadrupolos, cuja energia é função de vários parâmetros de escoamento. O resultado deste rearranjo é a equação da onda para a flutuação de densidade do fluido.

O modelo do ruído produzido por um jato livre

turbulento na ausência de geração de massa e aplicação de forças externas, foi desenvolvido combinando as equações que descrevem a conservação da massa e quantidade de movimento [10].

A equação da conservação da massa é dada por:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (2.2)$$

e a equação da conservação da quantidade de movimento:

$$\rho \left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_i \frac{\partial u_j}{\partial x_j} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2.3)$$

onde, a tensão viscosa será:

$$\tau_{ij} = \mu \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right]$$

sendo δ_{ij} , a função delta de Kronecker onde $\delta_{ij} = 1$ $i=j$
 0 $i \neq j$

→ as equações são descritas em notação tensorial.

Multiplicando (2.2) por u_i e somando com (2.3), vem:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) = - \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho u_i u_j + p \delta_{ij} - \tau_{ij} \right]$$

Adicionando e subtraindo $c^2 \frac{\partial \rho}{\partial x_i}$ a esta equação, vem:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + c^2 \frac{\partial \rho}{\partial x_i} = - \frac{\partial T_{ij}}{\partial x_j} \quad (2.4)$$

onde,

$$T_{ij} = \rho u_i u_j + \delta_{ij} [(p - p_0) - c^2 (\rho - \rho_0)] - \tau_{ij} \quad (2.5)$$

O termo na equação (2.5) denotado por T_{ij} é chamado de Tensor de Lighthill.

Diferenciando a equação (2.2) em relação ao tempo, obtendo a divergência de (2.4), e combinando-os mutuamente, vem:

$$\boxed{\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - c^2 \nabla^2 \rho' = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j}} \quad (2.6)$$

A equação (2.6) representa a equação da onda acústica para a flutuação de densidade do fluido (Lighthill).

Se T_{ij} é igual a zero, a equação (2.6) se reduz à forma da equação da onda acústica, mostrando que as flutuações de

densidade são então propagadas como ondas sonoras. De fato, fora da região de fluxo, T_{ij} será zero, pelo menos para assegurar a linearidade da teoria da onda acústica. Portanto o lado esquerdo desta equação descreve a propagação de ondas acústicas através do meio na velocidade do som c . O lado direito é interpretado como o termo fonte.

A equação de Lighthill (2.6) tem claramente a mesma forma que a equação da onda para um campo acústico produzido por uma fonte quadrupolo $\frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial y_i \partial y_j}$. Isto mostra que existe uma

analogia exata entre flutuações de densidade, que ocorrem em qualquer fluxo real, e as amplitudes de flutuação de densidade que são um resultado de uma distribuição de fonte quadrupolo num meio acústico com velocidade do som c .

A solução desta equação para um campo sonoro ρ' é:

$$\rho'(\underline{x}, t) = \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \int \frac{T_{ij}(\underline{y}, t - r/c) d^3 \underline{y}}{4 \pi c^2 r} \quad (2.7)$$

onde $\rho(\underline{x}, t)$ é a densidade observada em uma posição \underline{x} em um tempo t fora da região da fonte \underline{y} , sendo $r = |\underline{x} - \underline{y}|$.

A interpretação deste resultado é que as flutuações de densidade observadas fora da região de fluxo são aquelas produzidas por um arranjo de fontes de dimensão $\partial^2 T_{ij} / \partial x_i \partial x_j$ por unidade de volume distribuído nas regiões ocupadas pelo fluxo, as quais encontram um observador em um tempo r/c mais tarde (tempo de retardamento).

Estas fontes são chamadas de fontes acústicas

equivalentes, significando que este conjunto de fontes produz, precisamente, a radiação acústica devida ao fluxo.

Consideremos um fluido escoando com uma velocidade V em um bocal com diâmetro D . Caso exista uma frequência característica no escoamento está deverá ser V/D (figura 2).

Durante o tempo que a onda viaja a velocidade do som c , o comprimento de onda λ será :

$$\lambda = c \times \frac{D}{V} \quad \text{e, portanto:}$$

$$M = \frac{D}{\lambda}$$

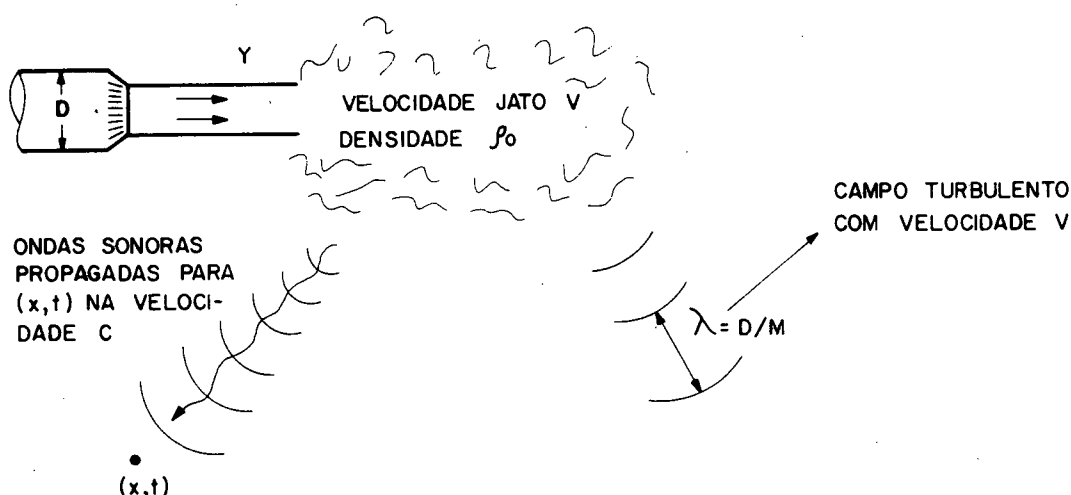


FIGURA 2 - GERAÇÃO SONORA DO JATO A BAIXO NÚMERO DE MACH [10].

O número de Mach (M) é, portanto, igual a relação da dimensão da fonte em relação ao comprimento de onda acústico. A esta razão chama-se razão de compactação.

Para baixos números de Mach, $\lambda \gg D$ a região da fonte é dita compacta. Pode-se então ignorar a variação do tempo de retardamento.

A magnitude do campo sonoro radiado por fontes quadrupolos, dada na equação 2.6, pode então ser estimada da seguinte maneira:

(i) Assumindo que o fluxo provem de uma região de temperatura uniforme, implica que a entropia é constante. Mas para qualquer fluxo isentrópico $p - p_0 = p'$ e $\rho - \rho_0 = \rho'$ é muito pequeno.

Portanto, na equação (2.5):

$$p' - c^2 \rho' = 0$$

resultando que

$$T_{ij} \cong \rho u_i u_j$$

(ii) Todas as velocidades (u_i) variam na proporção direta da velocidade do jato V , então:

$$\rho u_i^2 \cong \rho V^2$$

(iii) A segunda derivada temporal é assumida equivalente ao quadrado da frequência de radiação, e que está relacionada ao número de Strouhal, baseado no diâmetro do bocal e na velocidade de jato; então:

$$\frac{\partial^2(\dots)}{\partial t^2} \propto \omega^2 \propto \frac{V^2}{D^2}$$

(iv) O ruído total produzido por unidade de volume, está relacionado ao cubo do diâmetro do bocal, isto é:

$$\int dV \langle y \rangle \cong D^3$$

Combinando todos os itens com a equação de Lighthill (2.4), mostra-se que a intensidade sonora para fluxos de jatos é dada por:

$$I(r, \theta) \cong \frac{\rho_0^2 V^8 D^2}{\rho c^5 r^2} \quad (2.8)$$

onde θ é o ângulo polar medido a partir do eixo do jato.

É de suma importância verificar que a intensidade varia na proporção da oitava potência da velocidade do jato porém, isto somente é válido quando $M = \frac{V}{c} \ll 1$, ou seja, para fontes compactas.

Certas predições chegaram a conclusão que o ruído varia com a oitava potência da velocidade do fluxo. Entretanto, em 1971, Lush [07] publicou uma série de medições de ruído de jatos, que apresentaram algumas discrepâncias entre as medições e predições avaliadas pela formulação de Lighthill. Segundo

Lush, caso o termo fonte for tratado como uma distribuição de fontes acústicas equivalentes em movimento, geraria o aparecimento de um fator chamado Doupler, envolvendo os processos de refração e convecção da radiação acústica do jato, resultado da interação de ondas acústicas com o meio em movimento.

Para explicar os processos de convecção e refração idealizou-se um escoamento turbulento cujas regiões seriam compostas por um arranjo aleatório de micro jatos ou subjatos, cercados pelo fluxo central, como mostra a figura 3.

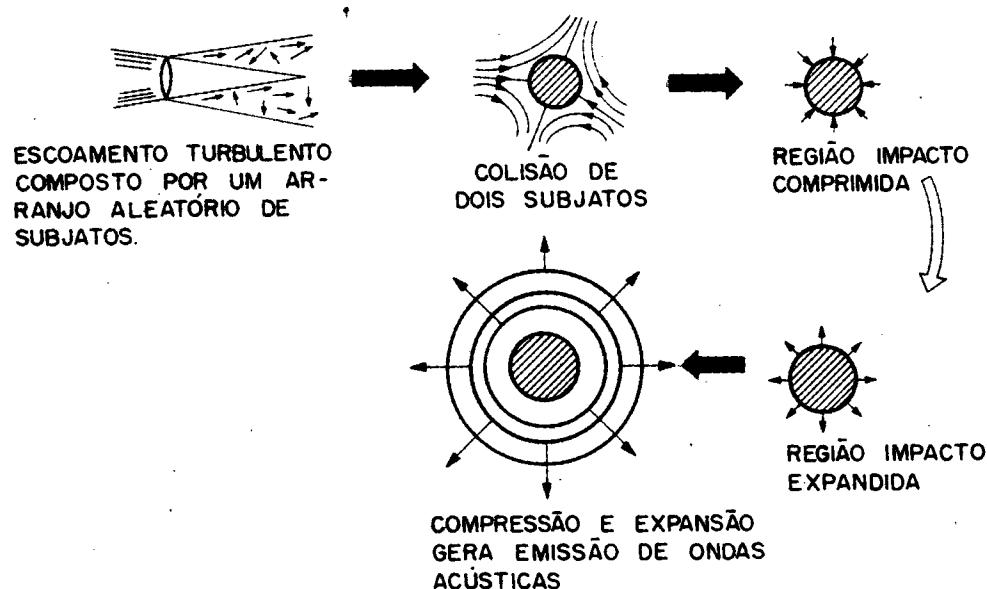


FIGURA 3 - TEORIA DA DILATAÇÃO [16].

Esta configuração é instável. Considere a colisão instantânea de dois subjatos. A região de impacto ou de agnação é comprimida e, subsequentemente, expandida. A compressão e expansão emite ondas sonoras. Este fenômeno é denominado mecanismo da dilatação.

Estas dilatações geram um modelo básico para estudos do ruído, o qual mostra os efeitos dominantes da convecção no fluxo principal e da refração do som pelos gradientes de velocidade e temperatura (figura 4).

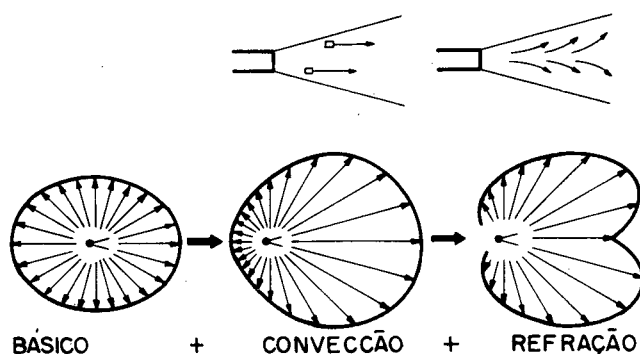


FIGURA 4 - MODELO DO RUIDO DE JATO CONSIDERANDO OS EFEITOS DE CONVECÇÃO E REFRAÇÃO ACÚSTICA [16].

O efeito da convecção é o de amplificar o modelo básico do ruído gerado na direção do escoamento. Além disso, os raios sonoros de cada fonte são orientados pelos gradientes de velocidade e temperatura (V, T). A refração causa a variação da intensidade sonora quando da aproximação de locais do jato onde a pressão for maior.

Isto reformulou as equações da teoria da zona de mistura de Lighthill, separando de maneira explícita a geração de energia acústica e sua subsequente transmissão através do campo do fluxo do jato. Este trabalho liderou uma nova área de ruído de jato chamada de interação fluxo-acústica [12].

Portanto, segundo Lush [07]:

$$I(r, \theta) \cong \frac{\rho_o^2 V^8 D^2}{\rho c^5 r^2} (1 - M_c \cos \theta)^{-5} \quad (2.9)$$

onde:

M_c - velocidade de convecção dividida pela velocidade do som

θ - ângulo entre o observador e o eixo do jato

ρ_o - densidade média apropriada à região da fonte

Para $\theta = 90^\circ$, a variação dimensional permanece inalterada, mas para ângulos próximos ao eixo do jato, isto é, $\theta < 90^\circ$, cinco potências do fator Doppler $(1 - M \cos \theta)$ são preditas.

Nota-se que a equação (2.9) representa a intensidade total como função da velocidade do jato, ângulo de observação, etc, porém este resultado não é apropriado para estudar a variação do espectro de frequência. Desde que a radiação é um ruído aleatório, é necessário determinar a autocorrelação da amplitude sonora. Esta autocorrelação pode ser transformada em densidade espectral aplicando-se a transformada de Fourier. O resultado para a intensidade em uma banda de frequência de 1/3 de oitava centrada em f , é:

$$I(f, r, \theta) \cong \frac{\rho_o^2 V^8 D^2}{\rho c^5 r^2} (1 - M_c \cos \theta)^{-5} F \left\{ \frac{f D (1 - M_c \cos \theta)}{V} \right\} \quad (2.10)$$

Este resultado difere da equação (2.9) pelo aparecimento do parâmetro $fD/V (1 - M \cos \theta)$.

A equação (2.10) mostra que não é correto estudar a dependência das velocidades e diretividades em uma frequência constante, porque assim como a velocidade e o ângulo mudam, o mesmo ocorre com o parâmetro $fD/V (1 - M_c \cos \theta)$ e, conseqüentemente, com a função espectral. Em termos físicos isso significa que se observa sempre a mesma região da fonte no fluxo, qualquer que seja o ângulo de emissão, velocidade e diâmetro do jato. O fator Doppler insere a frequência observada da fonte em movimento e o número de Strouhal assegura que a mesma região geométrica do jato seja observada.

O campo sonoro de um jato é diretivo, com ruído máximo sendo radiado na região de 30 a 45 graus do eixo do jato. Uma diretividade típica padrão para o nível sonoro total de um jato na temperatura ambiente, próximo a velocidade do som é mostrada na figura 5 [08].

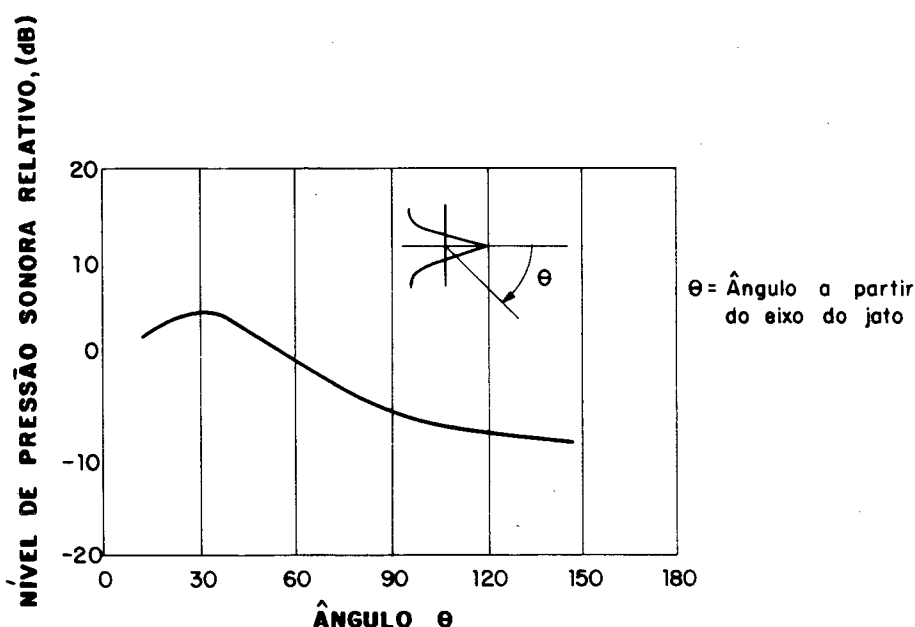


FIGURA 5 - DIRETIVIDADE DO JATO DE AR SUBSÔNICO [08].

O espectro de frequência de um jato livre exibe caráter de banda larga com um pico ocorrendo na frequência designada por f_p (figura 6).

A localização deste pico no espectro pode ser determinada a partir da relação [08]:

$$S = f_p \times D / V = 0.2$$

onde

S = número de Strouhal (adimensional)

D = diâmetro do bocal (m)

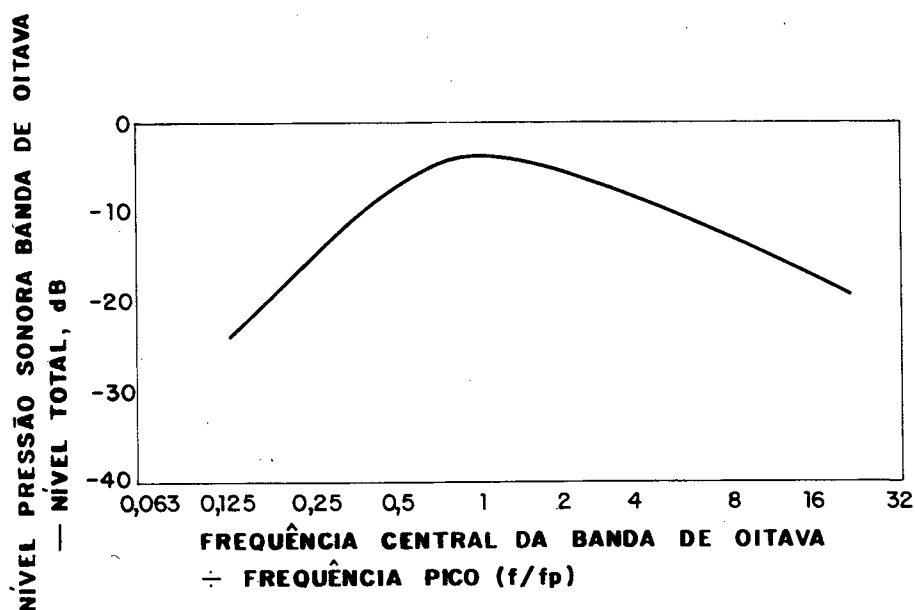


FIGURA 6 - ESPECTRO DA PRESSÃO SONORA EM BANDA DE OITAVA DO JATO TURBULENTO [08].

O espectro irá manter a mesma forma em diferentes ângulos de emissão do jato, porém, o espectro somente será de banda larga, em ângulos próximos a 90 graus. Em ângulos próximos ao eixo do jato, o espectro modifica a sua forma,

mostrando a presença de um pico bem pronunciado.

2.3 ESTRUTURA DO JATO

Todos os aspectos relevantes da mecânica do jato no processo da geração do ruído são apresentados de maneira qualitativa, definindo-se a estrutura que compõe o jato [09].

Considere um jato de ar com um número de Reynolds elevado, procedente de um bocal convergente com velocidade U uniforme, como mostrado na figura 7.

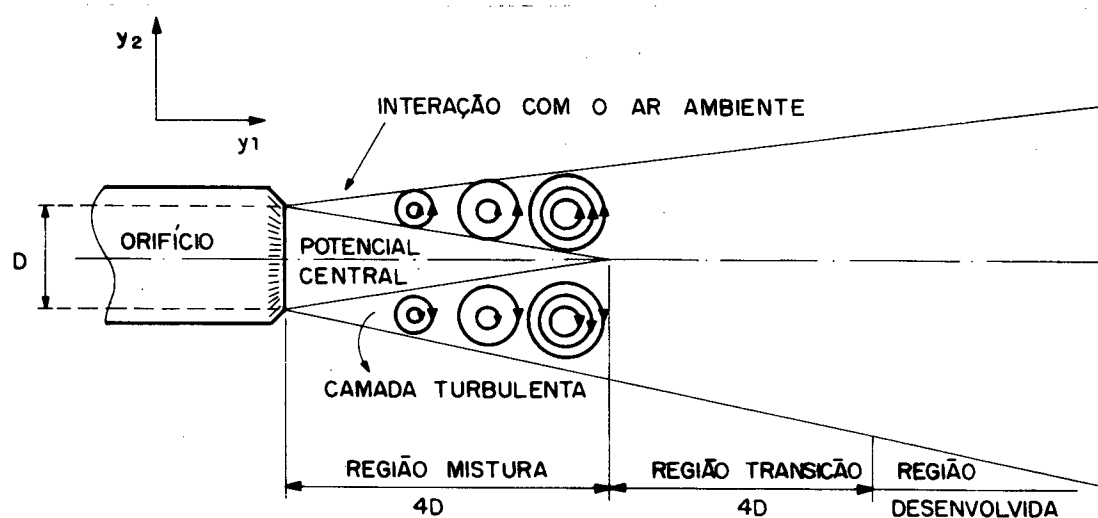


FIGURA 7 - ESTRUTURA DO JATO [09].

Pelo fato do jato deixar o bocal, uma zona de mistura entre o fluxo e sua vizinhança é formada. O escoamento nesta região torna-se turbulento em cerca de um diâmetro e meio do jato. O escoamento na zona de mistura é expandido até que ele circunde todo o jato. Isto acontece a cerca de 4 diâmetros do bocal.

O escoamento dentro do cone cercado pela zona de

mistura turbulenta é laminar e, devido a isso, costuma-se referir a esta região como potencial central.

Certamente o contorno da camada de mistura não é tão perfeito quanto o representado na figura 7, mas possui o aspecto da figura 8.

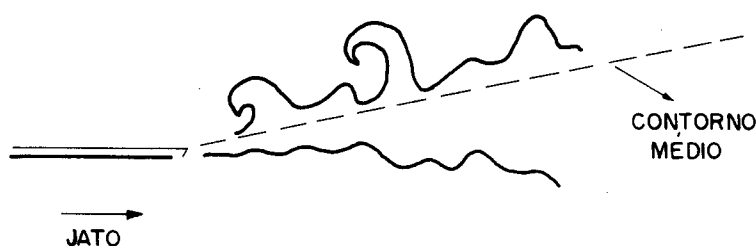


FIGURA 8 - CONTORNO DA CAMADA DE MISTURA TURBULENTA [09].

O envolvimento da região do potencial central pela zona de mistura turbulenta termina em uma região chamada de região de transição. A partir desta e, cerca de 8 diâmetros de bocal, chega-se a outra região, denominada de desenvolvida. Esta última também cresce linearmente com y_1 , mas em uma razão diferente que da zona de mistura.

O perfil de velocidade média e a velocidade média quadrática da turbulência através da zona de mistura são representados na figura 9. Grande parte da energia turbulenta está confinada na região estreita no centro da zona de mistura. Os vórtices turbulentos estão alinhados na direção do fluxo dentro da zona de mistura. Os menores vórtices formados no início da zona de mistura causam, principalmente, ruído de alta frequência, enquanto que os maiores vórtices causam ruídos de baixa frequência (figura 10) [05].

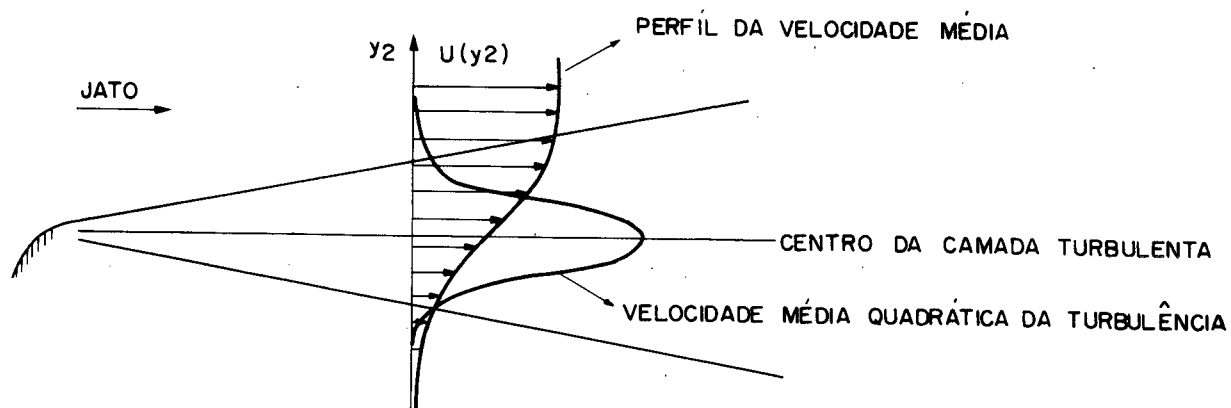


FIGURA 9 - PERFIS DE VELOCIDADE DA CAMADA DE MISTURA [09].

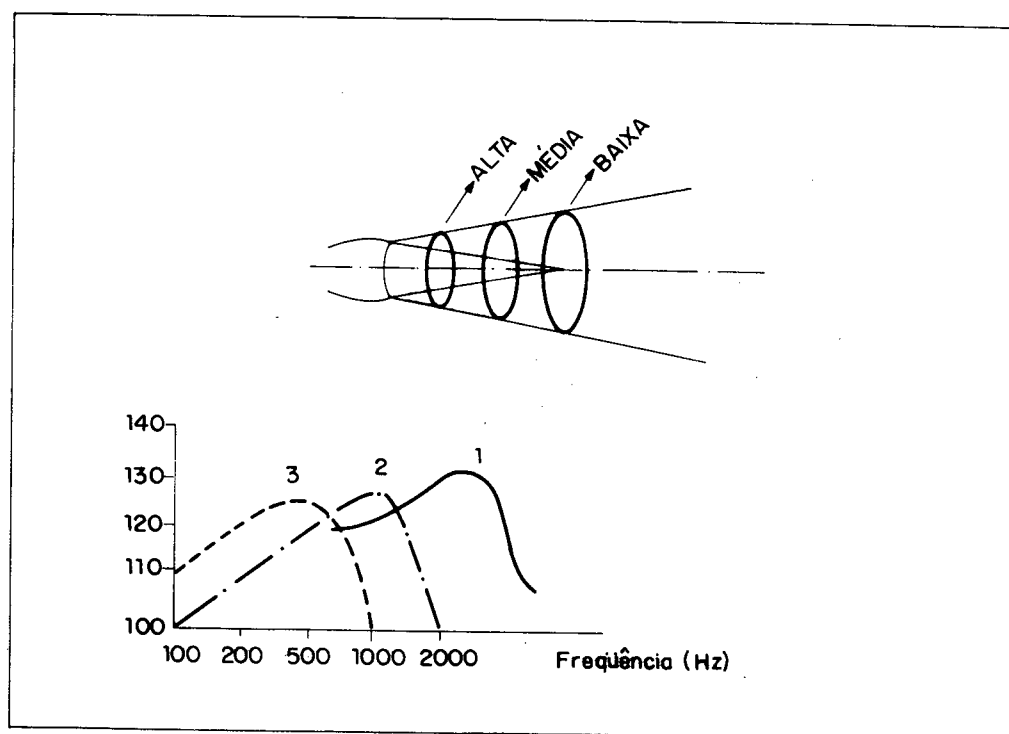


FIGURA 10 - ESPECTRO SONORO DE UM JATO EM TRÊS POSIÇÕES DISTINTAS [05].

2.4 COMPARAÇÃO ENTRE O CAMPO SONORO RADIADO PREDITO E OS EXPERIMENTAIS

A potência sonora total W proveniente da camada de mistura turbulenta emitida pelo jato é dada por [09]:

$$W \approx 3 \cdot 10^{-5} \frac{\rho_0}{c^5} V^8 D^2$$

O que corresponde à potência sonora radiada por uma fonte quadrupolo. Conforme visto anteriormente, esta é a famosa lei do V^8 obtida por Lighthill. A baixa ordem de grandeza do fator numérico, é uma consequência da ineficiência da fonte quadrupolo.

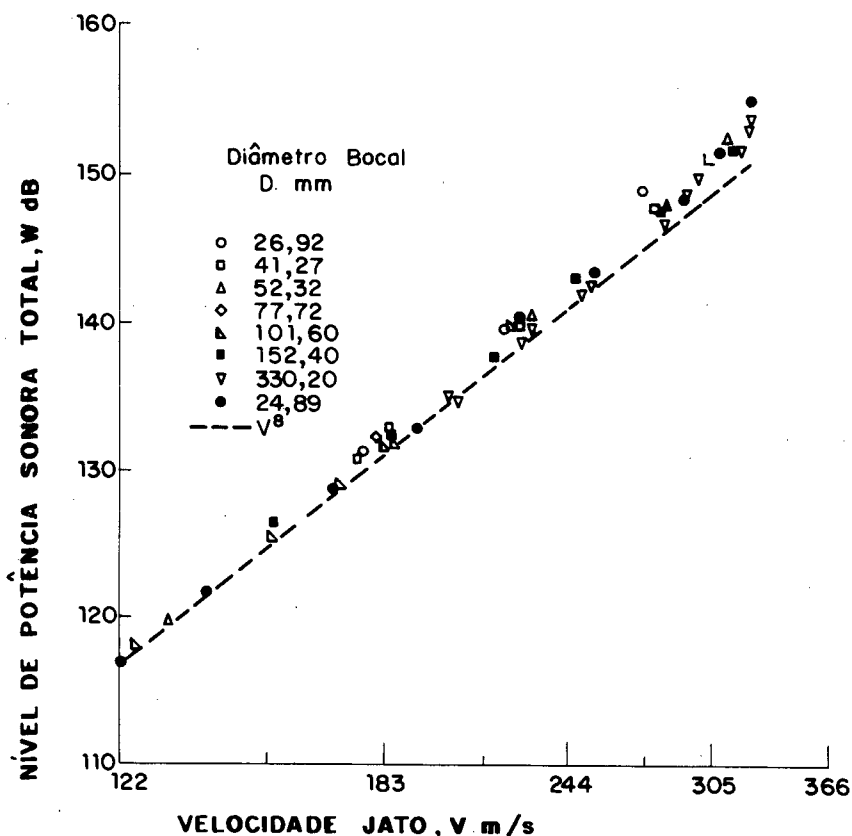


FIGURA 11 - VARIAÇÃO DO NÍVEL DE POTENCIA SONORA TOTAL COM A VELOCIDADE DO JATO EM BOCAIS SUBSONICOS [07].

2.5 ESTRUTURA TURBULENTA.

A análise dos escoamentos turbulentos é extremamente difícil pela presença de flutuações aleatórias tridimensionais de velocidade, as quais transportam momentum através das linhas de fluxo médias do escoamento, aumentando a tensão de cisalhamento efetiva. Consequentemente, no escoamento turbulento não existe uma relação universal entre o campo de tensão e o campo de velocidade média. Por esta razão existe uma dependência muito grande de teorias semi-empíricas e dados experimentais. As medidas experimentais normalmente consistem de histórias temporais em número suficiente, capaz de fornecer confiança e estatística necessárias ao modelo aleatório.

Ao longo do tempo, percebeu-se que as descrições estatísticas de escoamentos turbulentos tendiam a ser inapropriadas para explicar os detalhes do mecanismo de geração do som, sendo que elas perdiam algumas das características significativas do escoamento [13].

Uma outra alternativa é desenvolver um modelo matemático do campo de escoamento turbulento com propriedades estatísticas e que podem ser usados para estimar as características do escoamento [14]. Um dos modelos consiste em uma solução tridimensional da equação geral de Navier-Stokes, estudada por Orsag [15].

Os demais processos para modelar a estrutura turbulenta do jato são uma extensão da teoria do ruído aerodinâmico e têm contribuído para o estudo e determinação dos mecanismos de geração sonora, através do escoamento.

2.6 DESENVOLVIMENTO DE PROTÓTIPOS DE BOCAIS DE JATOS SILENCIOSOS BASEADO NO MODELO TEÓRICO DO RUÍDO AERODINÂMICO.

A partir do conhecimento da geração de ruído proveniente da zona de mistura turbulenta e como esta atua na estrutura do jato de um bocal convergente, pode-se projetar bocais, os quais reúnem características para atenuar esta geração de ruído, permitindo que o modelo não seja prejudicado no que diz respeito à perda excessiva da eficiência dos parâmetros de força do jato e vazão do bocal, os quais completam o perfil de desempenho de um jato industrial.

a) BOCAL DIFUSOR MÚLTIPLO

Este tipo de bocal difusor substitui um simples orifício grande por vários orifícios menores, como mostra a figura 12. Para uma dada pressão de reservatório, o sistema multi-orifícios fornece uma força de jato maior e, menor ruído. [09].

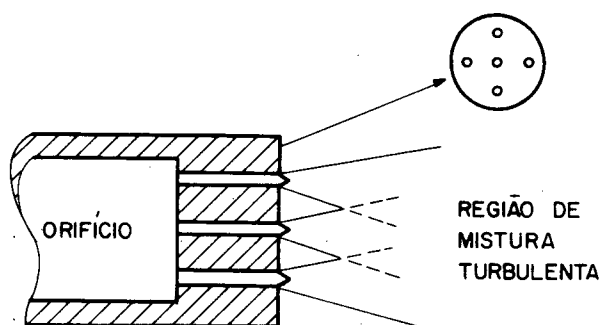


FIGURA 12 - BOCAL DIFUSOR MÚLTIPLO [09].

Tendo-se alterado o diâmetro do orifício do bocal para vários diâmetros menores, as regiões de vorticidade de cada um

destes orifícios também diminuíram, ocorrendo uma mudança no conteúdo das bandas de frequência. Neste caso, menor ruído é gerado devido à redução do tamanho da zona de mistura. Finalmente, existe ainda uma redução de força do jato e na vazão mássica, visto que a área total de saída do bocal diminui [09], quando comparado com um bocal tubular convencional.

b) BOCAL DIFUSOR RESTRITIVO DE FLUXO

Este tipo de bocal é composto de um orifício preenchido com uma tela ou malha, com a proposta de reduzir a velocidade de fluxo do jato (figura 13) [07,09,21,23].

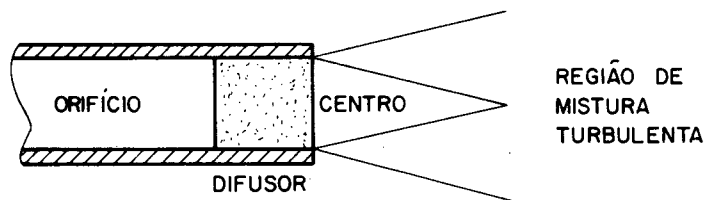


FIGURA 13 - BOCAL DIFUSOR RESTRITIVO DE FLUXO [09]

Sendo o ruído gerado pelo jato, proporcional à oitava potência da velocidade de fluxo, haverá um grande decréscimo no nível de ruído deste bocal. Entretanto, a redução de ruído é conseguida às custas da diminuição da força do jato, que é proporcional à vazão mássica do escoamento [09].

c) BOCAL SILENCIADOR

O princípio da técnica de controle de ruído aplicado neste bocal é o da utilização da absorção de energia acústica gerada na zona de mistura turbulenta, através das reflexões

múltiplas no material (figura 14).

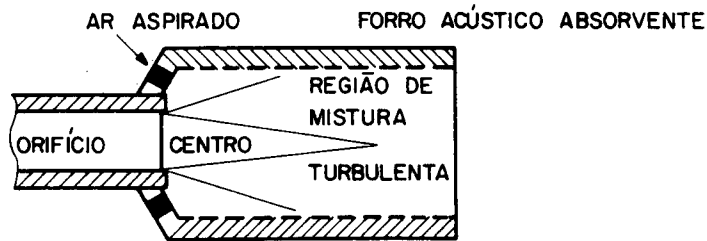
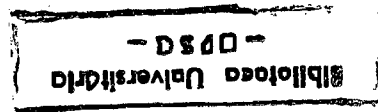


FIGURA 14 - BOCAL SILENCIADOR [09].

O ar aspirado do meio ambiente para dentro do bocal aumenta a vazão mássica e, portanto, a força de jato. Porém, este tipo de bocal reduz o ruído, limitando o aumento da força do jato [09].

d) BOCAL AMPLIFICADOR DE AR

A técnica de controle de ruído empregada neste bocal é a da criação de um jato secundário proveniente de orifícios deslocados da trajetória do escoamento principal.

A colocação de um material poroso, próximo a saída do orifício central, oferece resistência ao escoamento, o que resulta em um aumento da pressão estática dentro do bocal. A quantidade de fluxo sob pressão na trajetória central, permite que parte dele se desloque formando o jato secundário. O jato secundário forma então, uma película fina de ar que se movimenta a uma alta velocidade e que possui uma pressão estática inferior à pressão atmosférica. Este vácuo parcial criado pela película, permite sua aderência aos contornos da parede do bocal e também induz que o ar ambiente funcione como

um amplificador de vazão. Este ar succionado é então misturado ao fluxo principal de uma forma suave e não turbulenta, criando um fluxo quase que laminar, reduzindo o ruído gerado pelo jato (figura 15).

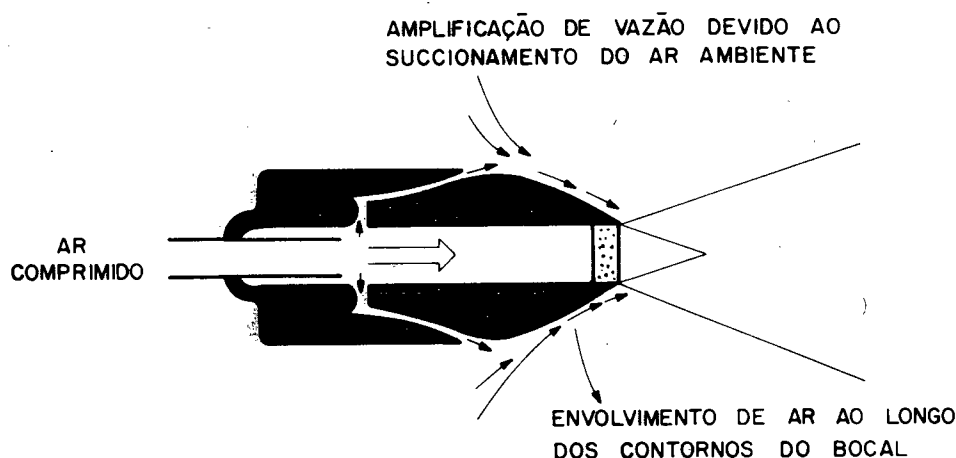


FIGURA 15 - BOCAL AMPLIFICADOR DE AR [05].

Após a apresentação destes protótipos, o objetivo dos próximos capítulos é o de avaliar suas características em termos de força, vazão mássica e nível de ruído, de maneira a possibilitar qualificá-los, como adequados ou não, ao uso industrial.

CAPITULO III

ESTUDO DA FORÇA DO JATO

3.1 INTRODUÇÃO

O bocal mais eficiente, utilizado nas operações industriais com jato de ar comprimido, é aquele que gera a menor velocidade acoplada com alta energia de fluxo omnidirecional (turbulência).

As tabelas 1 e 2 sugerem que a faixa de pressão de utilização industrial de 400 a 600 kPa (3 - 8 kgf/cm²) é necessária e suficiente para proporcionar um jato de limpeza aceitável, segundo diagnóstico de operadores. Nestas pressões, os operadores recebem níveis de pressão sonoros contínuos equivalentes diários (L.E.Q.) entre 85 a 90 dB(A) [01].

TABELA 1 - NIVEIS SONOROS MEDIDOS DE JATOS DE AR EM BOCAIS CONVENCIONAIS E MULTIORIFICIOS [01].

PRESSÃO RESERV. (kgf/cm ²)	L. E. Q. DIÁRIO -dB(A)*		EFICIÊNCIA DA FORÇA DO JATO SEGUNDO OPERADOR
	BOCAL CONVENCIONAL (1)	BOCAL MULTIORIFICIO (2)	
7.5	96	-	(1): aceitável (2): força exc.
5.0	96	88	(1) e (2): aceitável c/ tempo prolongado de fluxo.
3.0	-	88	(1): pouco aceitável

* Tempo de limpeza: cerca de 40 % da jornada de trabalho.

TABELA 2 - NÍVEIS SONOROS DE BOCAIS CONVENCIONAIS [01].

PRESSÃO RESERV. (kgf/cm ²)	N.P.S. LIMPEZA MESA RETIFICA dBC(A)	N.P.S. LIMPEZA PEÇAS - dBC(A)	L.E.Q. * dBC(A)	EFICIÊNCIA DA FORÇA DO JATO SEGUNDO OPERADOR
7.5	92	98	91	Totalmente aceitável
6.0	91	94	86	Aceitável com tempo prolongado de limpeza
4.0	90	90	86	Inaceitável

* Tempo de limpeza: cerca de 20 % da jornada de trabalho.

Baseado nestas informações, o objetivo deste capítulo é apresentar, através de algumas técnicas de medições de força em bocais de jato, os bocais mais eficientes, isto é, aqueles que reúnem as características de alta força de jato e baixo ruído.

3.2 INFLUÊNCIA DA FORÇA NO RUÍDO

A fim de obter-se força de jato efetiva, isto é, momento transferido ao objeto, a velocidade e o fluxo de ar devem ser altos, o que causaria altos níveis de ruído e alto consumo de ar.

Para sobrepor a desvantagem do alto consumo de ar e ainda manter a força de jato efetiva na saída do bocal, algumas aplicações empregam bocais cônicos convergentes de diâmetro de saída menor que o bocal convencional tubular. Neste tipo de

bocal, o fluxo que incide em um dado objeto, o faz com um impacto mais concentrado e com uma velocidade maior, resultando em uma força de jato mais efetiva, porém o escoamento permanece turbulento.

O problema de conciliar alta força de jato e baixos níveis de ruído em bocais industriais pode ser explicado, considerando os critérios matemáticos estabelecidos para força de jato (T) e potência sonora (W) [03,18].

$$T = \frac{\dot{m} V}{g} \quad \text{(ND)} \quad (3.1)$$

onde:

\dot{m} - vazão mássica (kg/s)

V - velocidade do jato (m/s)

g - aceleração da gravidade (m/s²)

Pela equação (3.1) pode ser visto que um decréscimo na vazão mássica gera um aumento proporcional na velocidade do escoamento, a fim de manter a força do jato constante.

A potência sonora de um bocal em watt é dada por [03,18]:

$$W \propto \text{P.M.F.} \left(\frac{V}{c} \right)^5 \quad (3.2)$$

onde:

P.M.F. = potência mecânica do escoamento (watt)

$$\text{P.M.F.} = \frac{1}{2} \frac{\dot{m}}{g} V^2$$

c = velocidade do som no fluido (m/s)

Pode-se concluir das equações (3.1) e (3.2) que a potência sonora de um bocal varia com a sétima potência da velocidade do escoamento, enquanto que a força do jato aumenta com a primeira potência. Isto deixa evidenciado que existe uma maneira de aumentar a força do jato sem que o nível de ruído seja acrescido substancialmente: aumentando-se a vazão mássica enquanto mantém-se a velocidade do escoamento constante.

Porém esta solução não pode ser adaptada na prática por causa das limitações no tamanho do bocal [03,18].

$$\dot{m} = V A \rho \quad (\text{kg/s})$$

onde:

A - área da secção transversal do bocal (m^2)

ρ - densidade do ar local (kg/m^3)

Sendo a densidade do ar local constante no orifício, aumentando-se a vazão, enquanto mantém-se uma velocidade de escoamento constante, a área da secção transversal do bocal é acrescida.

Uma solução prática para este problema seria a utilização de uma espécie de bocal amplificador de ar, o qual succiona o ar ambiente atraindo-o para o perfil do escoamento principal. Esta solução mantém um tamanho prático de bocal para uso industrial (vide Capítulo II).

3.3 MÉTODOS UTILIZADOS PARA MEDIÇÃO DE FORÇA

Vários são os métodos utilizados na prática para a

medição de força em bocais, sendo que os principais estão descritos a seguir.

O primeiro método direciona o fluxo do bocal para um disco localizado a várias distâncias do orifício [19,20]. O disco é conectado a uma célula de carga e, quando é atingido pelo fluxo de ar do bocal, um sinal proveniente da célula de carga é registrado em um osciloscópio. O sinal é representado pela força do jato (em milivolts) em função do tempo e, posteriormente, convertido para unidade de força (N).

Foram analisados dois tipos de bocal: ejetores e de limpeza. Os bocais ejetores de peças foram direcionados a um disco de $77,42 \text{ cm}^2$ e os bocais de limpeza a um disco de $180,65 \text{ cm}^2$. Estas duas áreas foram selecionadas porque normalmente os ejetores requerem um fluxo concentrado de ar, a fim de atingir uma peça e poder deslocá-la, enquanto que bocais de limpeza podem ter um fluxo difuso.

As medições de força foram efetuadas [19,20], no caso dos bocais de limpeza, com o orifício de saída localizado a 30,48 cm do disco e, no caso dos ejetores, a duas distâncias diferentes: 15,24 e 30,48 cm. Estas distâncias foram escolhidas porque os bocais ejetores, frequentemente, são dispostos mais próximos às superfícies de trabalho, do que os bocais de limpeza.

Outra variável, neste método, foi a pressão do reservatório. Os testes foram conduzidos a 2,0, 3,0, 5,0 e 7,0 kgf/cm^2 .

Os resultados podem ser utilizados para avaliar a eficiências. A seleção do bocal mais eficiente pode ser feita, unido às características de um baixo nível de ruído gerado.

A partir das medições, chegou-se a conclusão que se um

bocal é excessivamente ruidoso e possui uma força adequada para realizar uma determinada tarefa, este bocal teria que ser substituído por um bocal silencioso. Agora, caso um bocal seja ruidoso e esteja sendo operado em condições de pressão relativamente alta, a solução fica determinada por reduzir a faixa de pressão de operação, encontrando uma pressão máxima, agora por sua vez, atenuada. Existem alguns bocais, os quais produzem baixos níveis de ruído a altas pressões de reservatório, neste caso, aumentando a pressão, aumentaria a eficiência do jato e os níveis de ruído permaneceriam baixos.

As tabelas 3 e 4, mostram a classificação da média de eficiência em quatro pressões de reservatório para bocais de limpeza, ejetores e bocais acoplados a revólveres pneumáticos.

Os bocais Hush-Flo não são adaptados a corpo de revólveres. Os valores da tabela indicam o ótimo desempenho de eficiência dos bocais sem corpo de revólver sobre os bocais com corpo de revólver. Os revólveres pneumáticos contêm um tipo de válvula para regulação do fluxo e, frequentemente, um regulador de pressão adaptado ao sistema. Isto pode resultar na redução da pressão do reservatório ou do fluxo e, aumentar a turbulência. A inserção destes revólveres aos bocais tende a reduzir a eficiência do jato, reduzindo a força e possivelmente aumentando o ruído.

Um outro método de medição de força [21], emprega uma balança de força que, através de pesos padrões, equilibra a ação da força gerada pelo jato. O fluxo atinge um disco de 60 mm de diâmetro a uma distância de 100 mm do orifício do bocal. Estas dimensões são típicas de certas aplicações industriais de ejeção de peças (figura 16). Este método testou a relação entre a força do jato e a pressão do reservatório em três tipos de

TABELA 3 - CLASSIFICAÇÃO DE EFICIÊNCIA DE EJETORES [19].

BOCAL	MÉDIA DA EFICIÊNCIA EM 4 PRESSÕES (2.0, 3.0, 5.0 e 7.0 kgf/cm ²)
Hush - Flo #375	473.5
Hush - Flo #125	295.2
Sunnex 309	102.6
Copper tubing 1/8"	67.7

Sabendo que:

$$\text{Eficiência} = \frac{\text{Pressão medida a 30 cm}}{\text{Pressão acústica (N/m}^2\text{)}}$$

TABELA 4 - CLASSIFICAÇÃO DA EFICIÊNCIA DE BOCAIS CONVENCIONAIS E ACOPLADOS A REVÓLVORES PNEUMATICOS [19].

BOCAL	MÉDIA DA EFICIÊNCIA EM 4 PRESSÕES (2.0, 3.0, 5.0 e 7.0 kgf/cm ²)
Hush - Flo #375	502.2 ¹
Hush - Flo #125	334.8 ¹
Sunnex	322.3
Foster 21-30	61.6

¹ Bocal sem corpo de revólver

bocais: convencional tubular com 6 mm de diâmetro, simples convergentes com e sem câmara de expansão e amplificadores de ar (figuras 17 e 18).

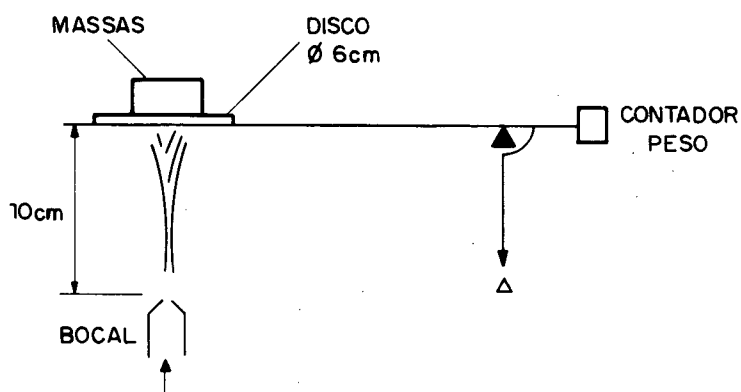


FIGURA 16 - DISPOSITIVO PARA MEDIÇÃO DE FORÇA DE JATO [21].

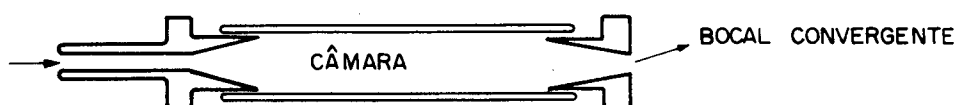


FIGURA 17 - BOCAL CONVERGENTE [21].

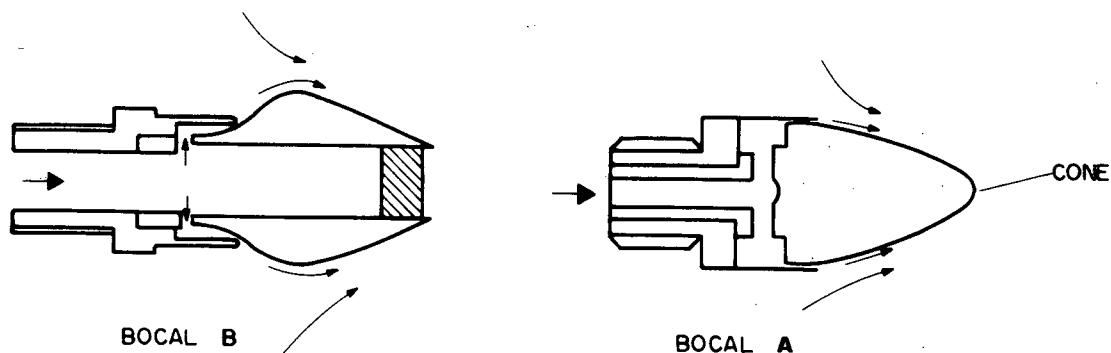


FIGURA 18 - BOCAL AMPLIFICADOR DE AR [21].

Os resultados da relação entre força de jato e pressão do reservatório estão apresentados na figura 19.

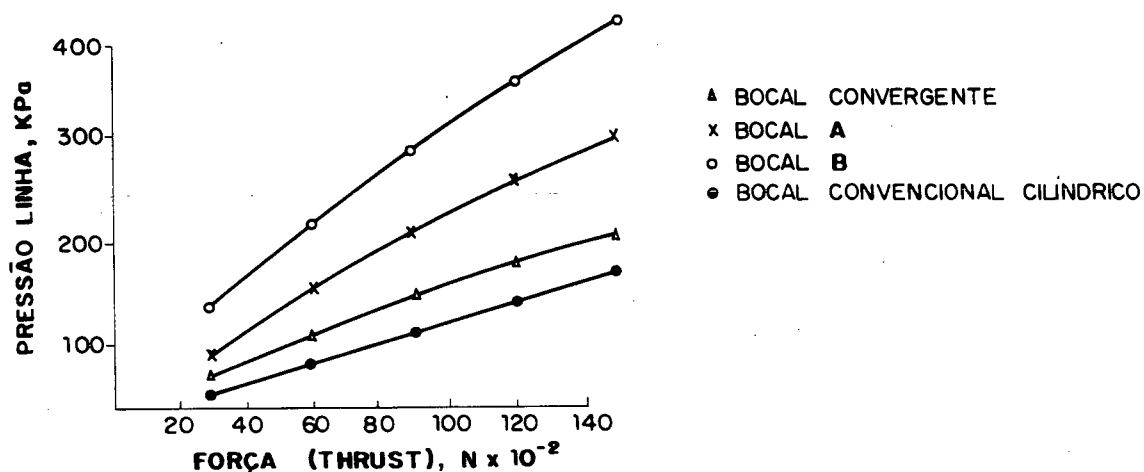


FIGURA 19 - FORÇA DE JATO X PRESSÃO DO RESERVATÓRIO [21].

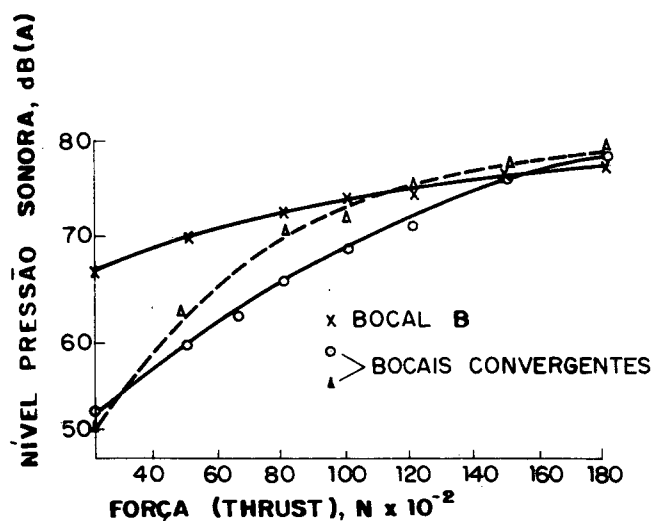


FIGURA 20 - NÍVEL DE PRESSÃO SONORA VERSUS FORÇA DE JATO PARA BOCAIS DE JATO LIVRE [21].

Pode-se notar que o bocal convencional tubular é mais eficiente que os bocais A e B (amplificadores).

As características de ruído / força destes bocais foram determinadas considerando jato livre (figura 20).

Para uma dada força de jato constante igual a 1,5 N, todos os bocais geram níveis de pressão sonora entre 72 e 80 dB(A). Estes resultados mostram o melhor desempenho do bocal B, em relação ao bocal convencional tubular.

A técnica de comparação de desempenhos de bocais industriais com base no estudo da força de jato versus o ruído, mostra uma redução de ruído significativa para uma dada força, quando da substituição de bocais convencionais tubulares por bocais amplificadores de ar. Por outro lado, sabe-se que reduzindo-se a velocidade de fluxo, menor ruído é gerado, porém isto não representa uma solução, caso a força seja grandemente reduzida.

Um terceiro método, descrito por P. Li e Halliwell [02], coloca a área de saída do bocal (A) como sendo um parâmetro geométrico fundamental para estimar a radiação sonora e a força do jato. Porém, existe a dificuldade de quantificar este parâmetro em uma medida direta, consequentemente, introduziu-se o conceito da área de saída equivalente (AE), definida por:

$$A_e = m_e / (238,0 P_c) \quad (m^2) \quad (3.4)$$

onde:

m_e - vazão mássica equivalente (kg/s)

P - pressão do reservatório (kgf/cm²)

Paralelamente à definição de um parâmetro geométrico, na estimativa das características do jato, definiu-se também um parâmetro de escoamento chamado força de estagnação, que é resultante da integração da pressão de estagnação em uma área de perfil de jato.

$$F_s = \int_0^a 2\pi r P_s(r) dr$$

onde:

F_s - força de estagnação

$P_s(r)$ - pressão de estagnação a uma distância r do eixo do jato

→ O fluxo é assumido como assimétrico.

No limite de integração, quando $a \rightarrow \infty$, a força de estagnação torna-se a força total de estagnação F_{ST} , ou a força do fluxo no perfil.

A fim de comparar os desempenhos dos bocais analisados, definiu-se a eficiência da força η_T , como a razão da força do fluxo em relação à força total de estagnação que atua no perfil de saída do bocal.

$$\eta_T = F_{ST} / P_c A_e \quad (3.4)$$

onde:

F_{ST} - força do fluxo

Através das equações (3.3) e (3.4), pode-se calcular a

eficiência da força do jato para bocais industriais. Os resultados dos desempenhos dos bocais: "Soundscreen", "Agron", "Thrust" e o bocal convencional tubular são apresentados na figura 21.

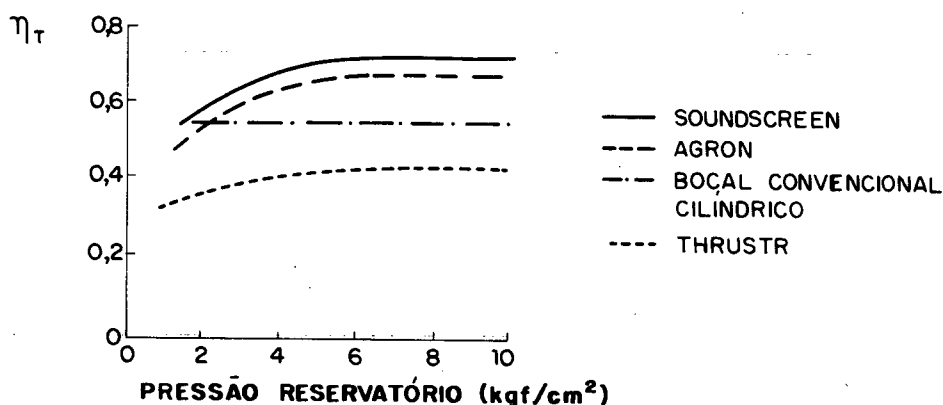


FIGURA 21 - EFICIENCIA DE FORÇA VERSUS PRESSÃO DO RESERVATÓRIO [02].

A eficiência da força para os três tipos de bocais aumenta com o acréscimo da pressão do reservatório e, rapidamente, tendendo a um valor limite.

Os bocais "Soundscreen" e "Agron" obtiveram a maior eficiência de força de jato e redução de ruído, comparado aos demais bocais, sendo que as configurações indicam um ótimo projeto de bocais do tipo Coanda. Os bocais são assim chamados pois empregam o efeito Coanda na qual o fluxo secundário proveniente da saída anelar do bocal permanece unido à superfície do corpo central do jato.

Conclui-se que bocais do tipo Coanda mantêm alta força de jato, reduzindo perdas por viscosidade e ruído,

proporcionando um regime uniforme de mistura turbulenta.

Um outro trabalho [22] estudou as características de jatos subsônicos axi-simétricos formados por um arranjo circular composto por bocais igualmente espaçados. A proposta dos experimentos era a de determinar se a força de fluxo ou o momento transferido de um jato proveniente do arranjo pode ser maior, comparada com a de um bocal de jato simples equivalente.

O arranjo circular é composto por seis bocais igualmente espaçados, como mostra a figura 22, cujo foco está localizado ao longo do eixo central. Um sétimo bocal é colocado no centro do orifício, o qual poderia ser utilizado em conjunto com os demais para aumentar a vazão, ou poderia ser usado, sozinho, para simular o bocal de jato simples equivalente.

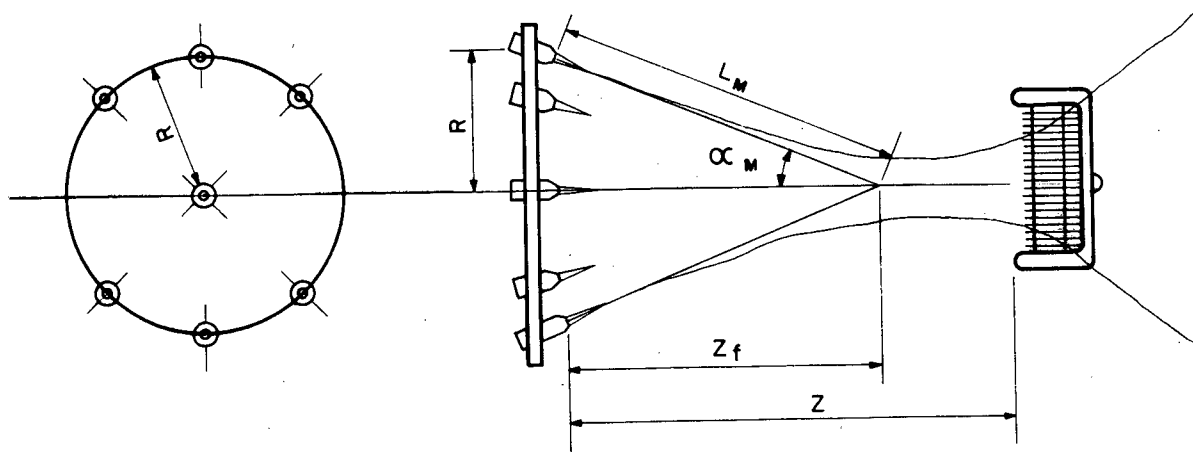


FIGURA 22 - ESQUEMA DO ARRANJO EXPERIMENTAL [22].

Os testes realizados foram conduzidos em três situações:

- a) arranjo circular com seis bocais.
- b) bocal central usado em combinação com o arranjo circular.

c) bocais simples equivalentes.

Foi definida a razão de força TR, para propósito comparativo entre jatos em termos da força total de fluxo.

$$TR_i = \frac{J \text{ (do arranjo de bocais)}}{J \text{ (do bocal simples equivalente)}}$$

$$= \frac{J_i}{J_1}$$

onde:

i - denota o número de bocais no arranjo circular

$$J = \rho \int_0^{\infty} (\overline{V})^2 dA$$

Os resultados [22] mostram que na região desenvolvida, os valores de TR, para os arranjos circulares com 6 e 7 bocais, serão aproximadamente iguais, enquanto que para um bocal simples haverá uma perda de 12 % da força total do jato. Caso a força seja o único parâmetro a ser considerado, o arranjo circular de bocais de jato é maneira mais eficiente para otimizar a força.

3.4 MEDIÇÕES DE FORÇA DE JATO EM BOCAIS INDUSTRIAIS

Uma simples técnica, inspirada em um dos métodos de medição de força, foi utilizada para quantificar o parâmetro força total do jato.

As medições foram efetuadas direcionando o fluxo de ar de cada bocal, separadamente, a duas áreas diferentes. Foram utilizados, um disco de 6 cm de diâmetro e uma placa de 15 x 15 cm, para as incidências dos jatos, resultando que $A_{\text{placa}} = 10 A_{\text{disco}}$. Três alturas foram usadas entre o orifício de saída do bocal e os alvos: 5, 10 e 20 cm. Os alvos eram substituídos pelo prato de uma balança analógica de precisão

Submetendo os bocais a diferentes pressões de reservatório (2 a 7 kgf/cm²), obteve-se a força total do jato em dois alvos e a três alturas distintas. A fim de variar as pressões do reservatório dentro da faixa de utilização industrial, um regulador de pressão foi inserido no circuito, disposto a jusante do bocal a ser analisado. Isto garantia a não existência de perda de carga através da mangueira de ar comprimido, o que prejudicaria a exatidão da pressão de entrada do bocal (figura 23).

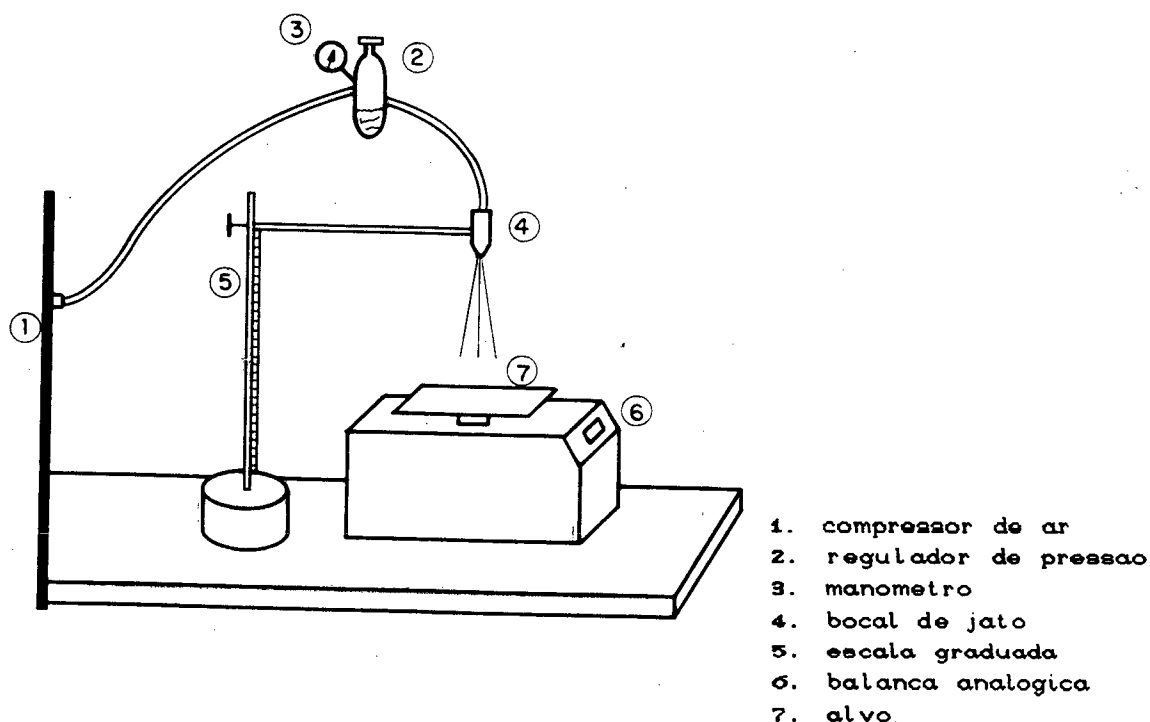


FIGURA 23 - MEDIÇÃO DE FORÇA DE JATO.

3.5 RESULTADOS

A relação entre a força do jato e a pressão do reservatório para o número de bocais analisados estão mostradas nas curvas abaixo, baseadas nas tabelas 5 a 25.

Para facilitar a análise dos resultados obtidos das características dos bocais de jato, estes foram agrupados da seguinte maneira:

GRUPO 1: Representada pelos bocais comerciais nacionais 1 e 2, os quais são oriundos de um mesmo projeto de construção, mas apresentam áreas de orifício de saída diferentes (vide Cap.1), conforme figura 24.

GRUPO 2: Representada pelos bocais comerciais nacionais 3, 4 e 5, os quais são oriundos de um mesmo projeto de construção, mas apresentam áreas de orifício de saída diferentes (vide Cap. 1), conforme a figura 25.

GRUPO 3: Representada pelos bocais comerciais nacionais 6 e 7, sendo que os mesmos não apresentam semelhança de construção (vide Cap.1), conforme figura 26.

GRUPO 4: Representada pelos bocais S1, S2, S3 e S4, os quais apresentam mesma construção, mas número de orifícios de saída do jato secundário diferentes (vide Cap.1), conforme figura 27.

GRUPO 5: Representada pelos bocais S5 e S6, sendo estes oriundos de um mesmo projeto de construção. O bocal S5 apresenta jato central e secundário e o bocal S6 somente possui

jato secundário (vide Cap. 1), conforme figura 28.

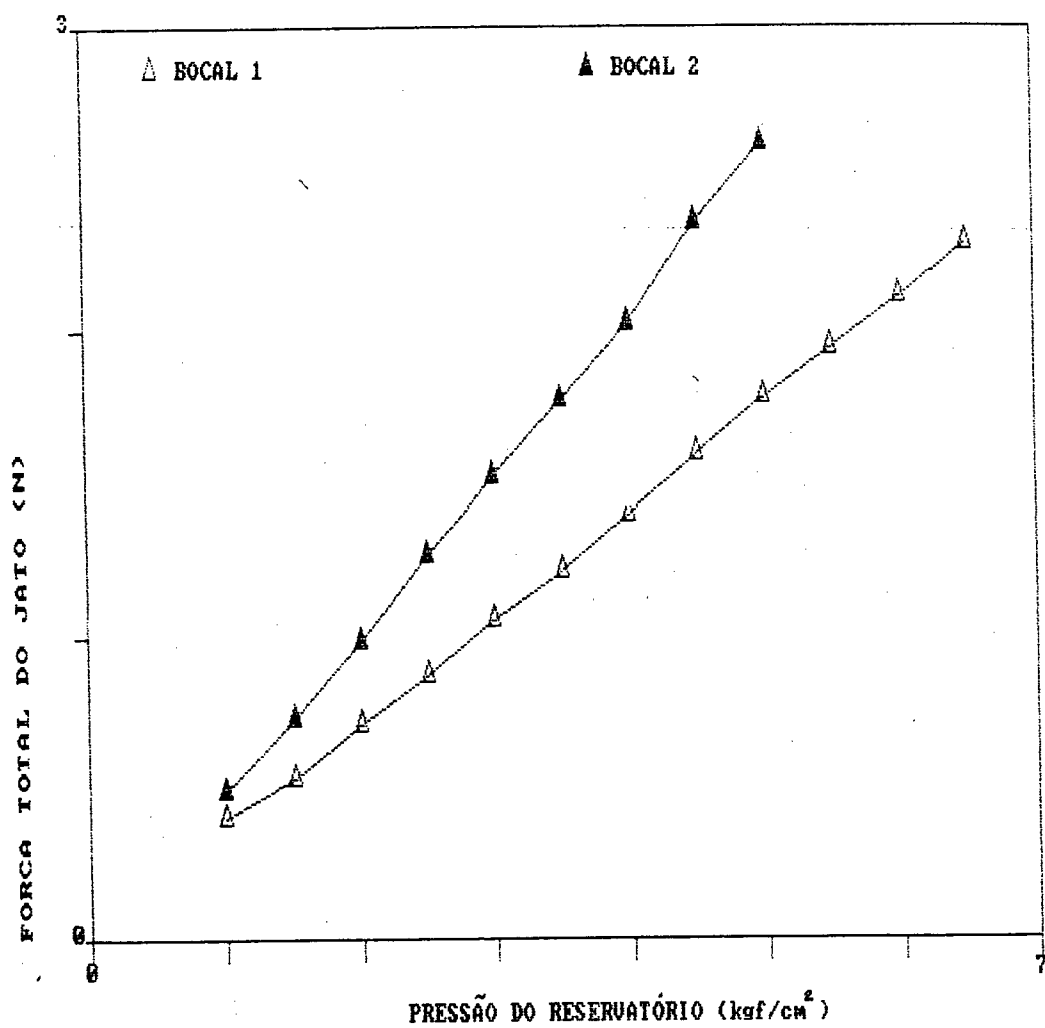


FIGURA 24 - FORÇA DE JATO - GRUPO 1: DISCO - 5 cm

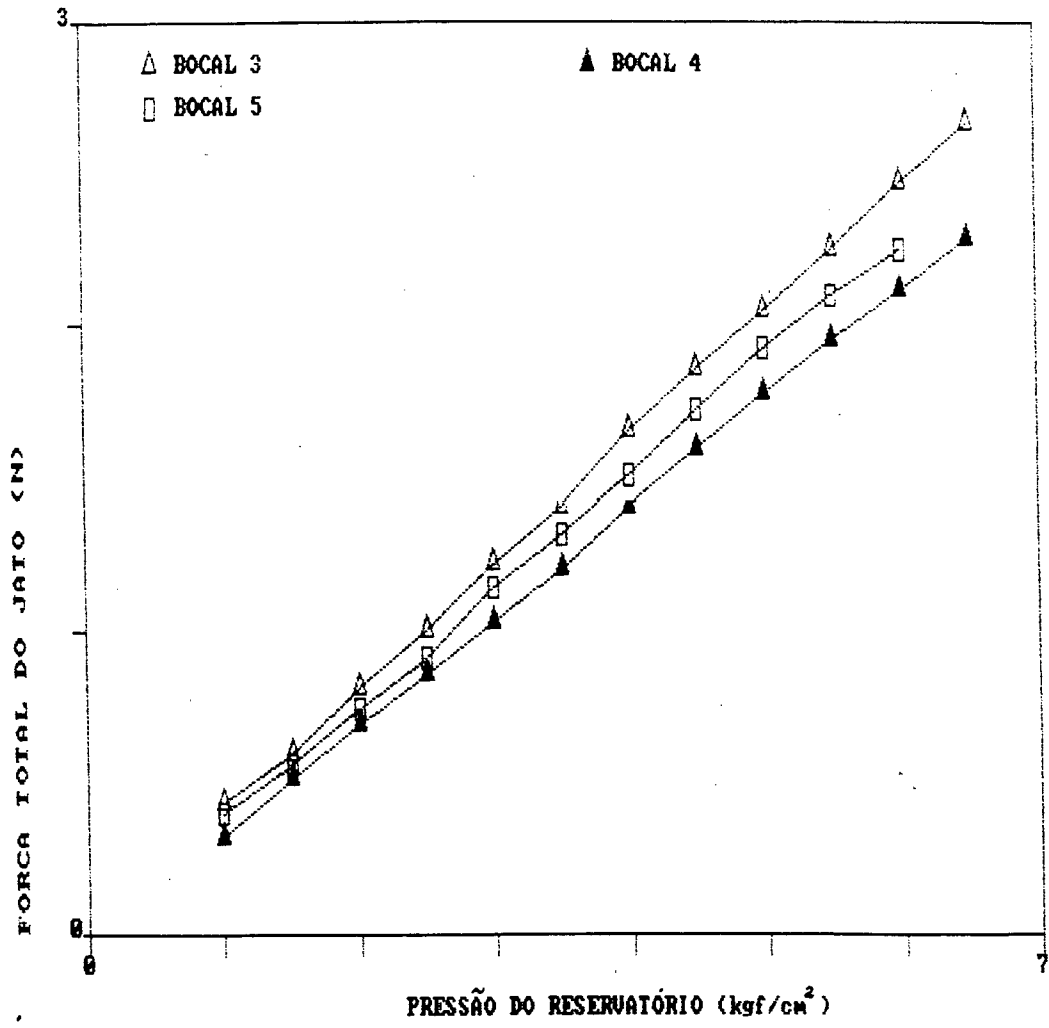


FIGURA 25 - FORÇA DE JATO - GRUPO 2: DISCO - 5 cm

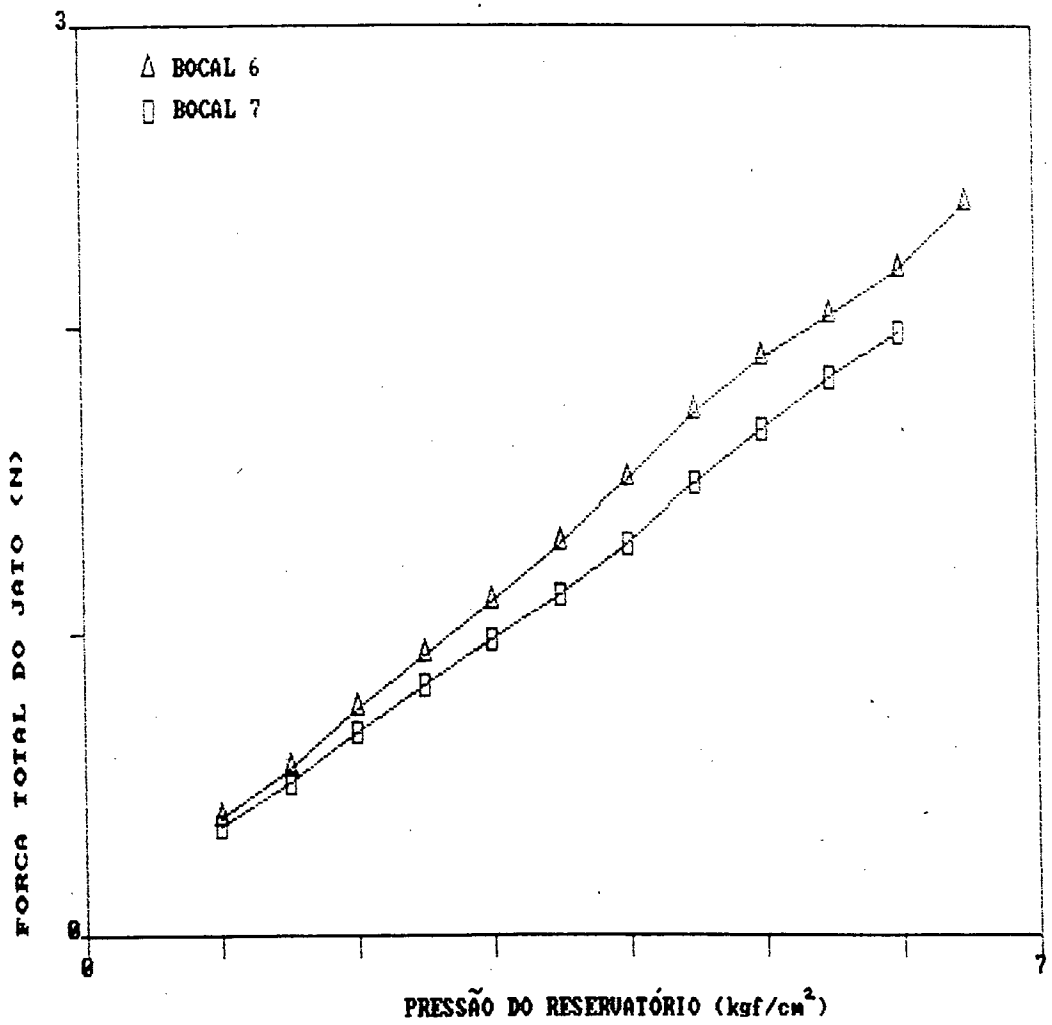


FIGURA 26 - FORÇA DE JATO - GRUPO 3: DISCO - 5 cm

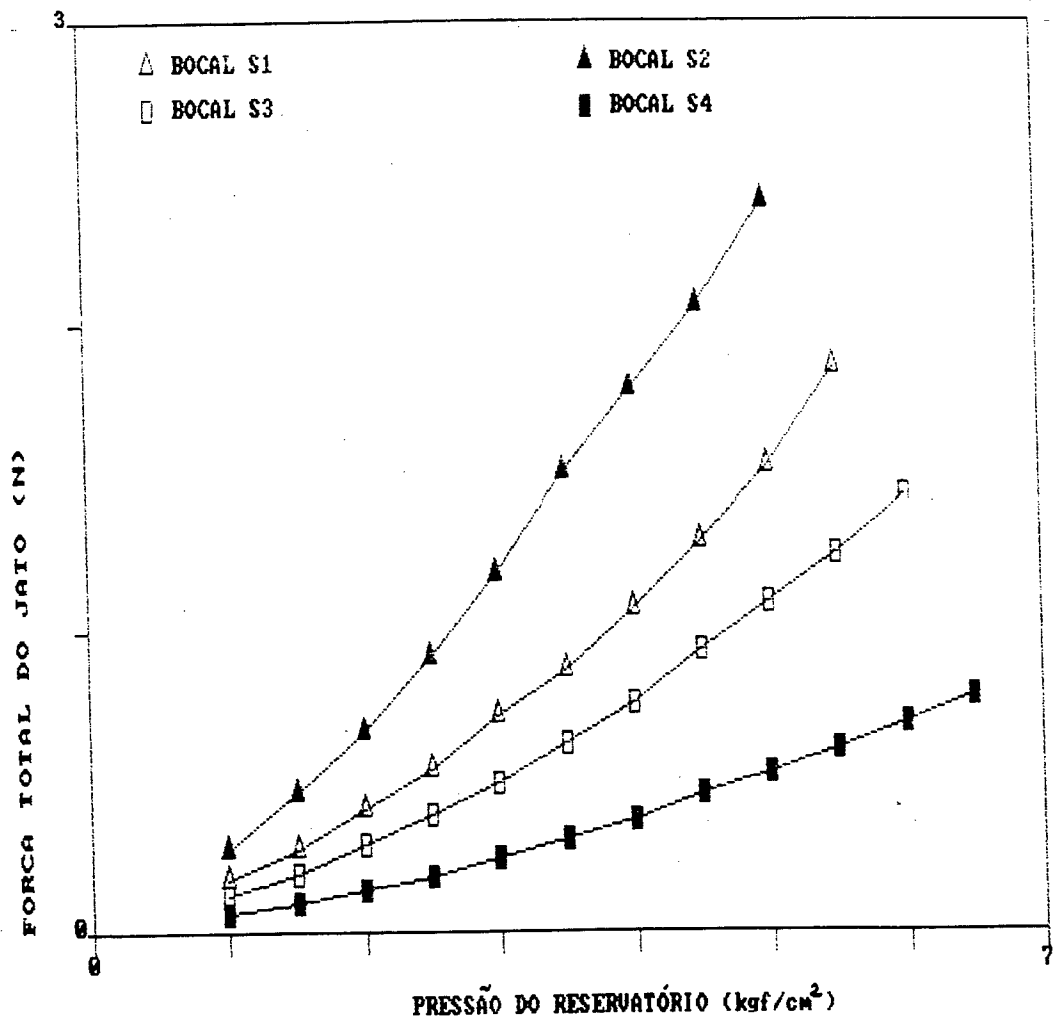


FIGURA 27 - FORÇA DE JATO - GRUPO 4: DISCO - 5 cm

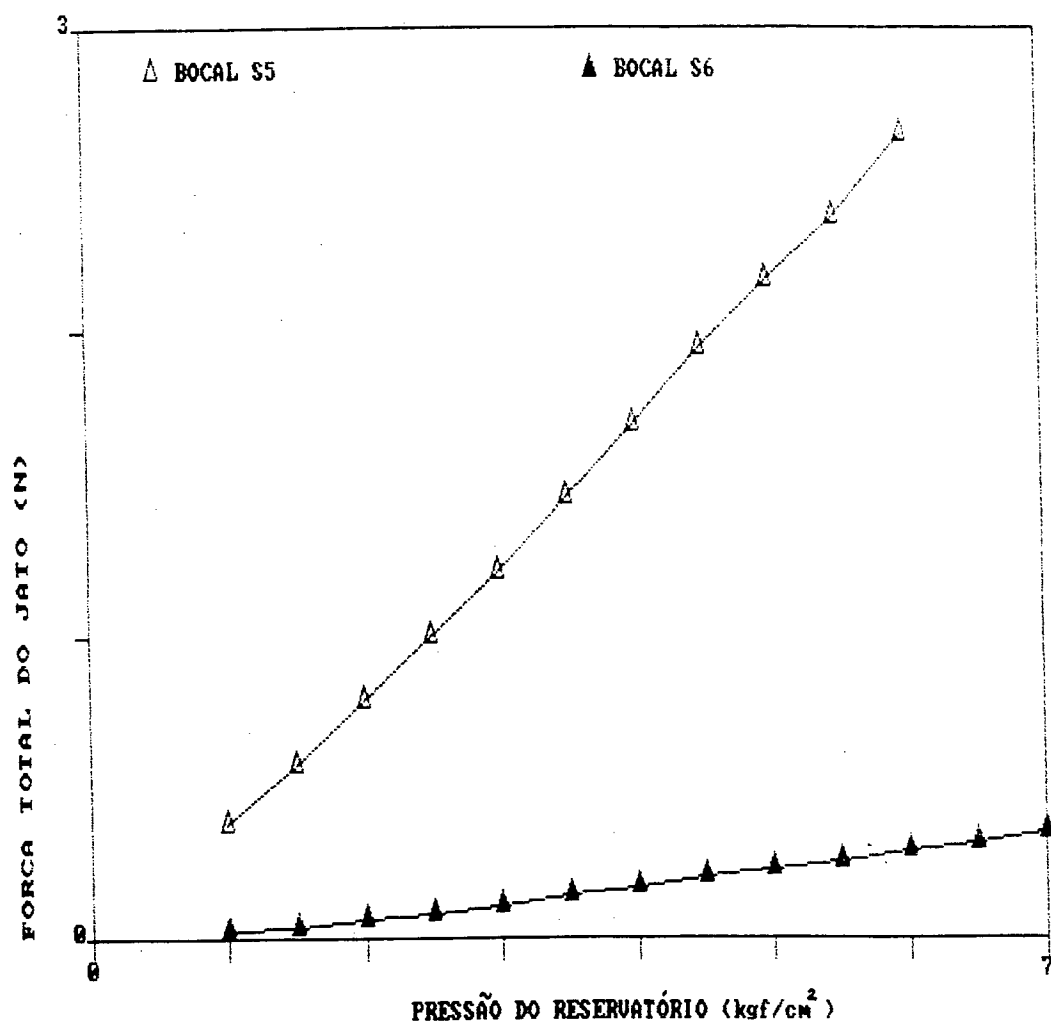


FIGURA 28 - FORÇA DE JATO - GRUPO 5: DISCO - 5 cm

GRUPO 6: Representada primeiramente pelos bocais S7, S8, S9 e S10 (figura 29). São resultantes de um mesmo projeto de construção e apresentam discordâncias quanto a presença ou não de material acústico no seu interior. O bocal E1, também representado na figura 29, trata-se de um protótipo do mercado estrangeiro, apresentando semelhança de projeto com os demais bocais (vide Cap. 1).

GRUPO 7: Representada pelos bocais SF, SG e B1, que são provenientes de indústrias, as quais os utilizam para as finalidades de limpeza e ejeção de peças. Já o bocal S baseia-se no modelo de bocal multiorifícios (vide figura 30).

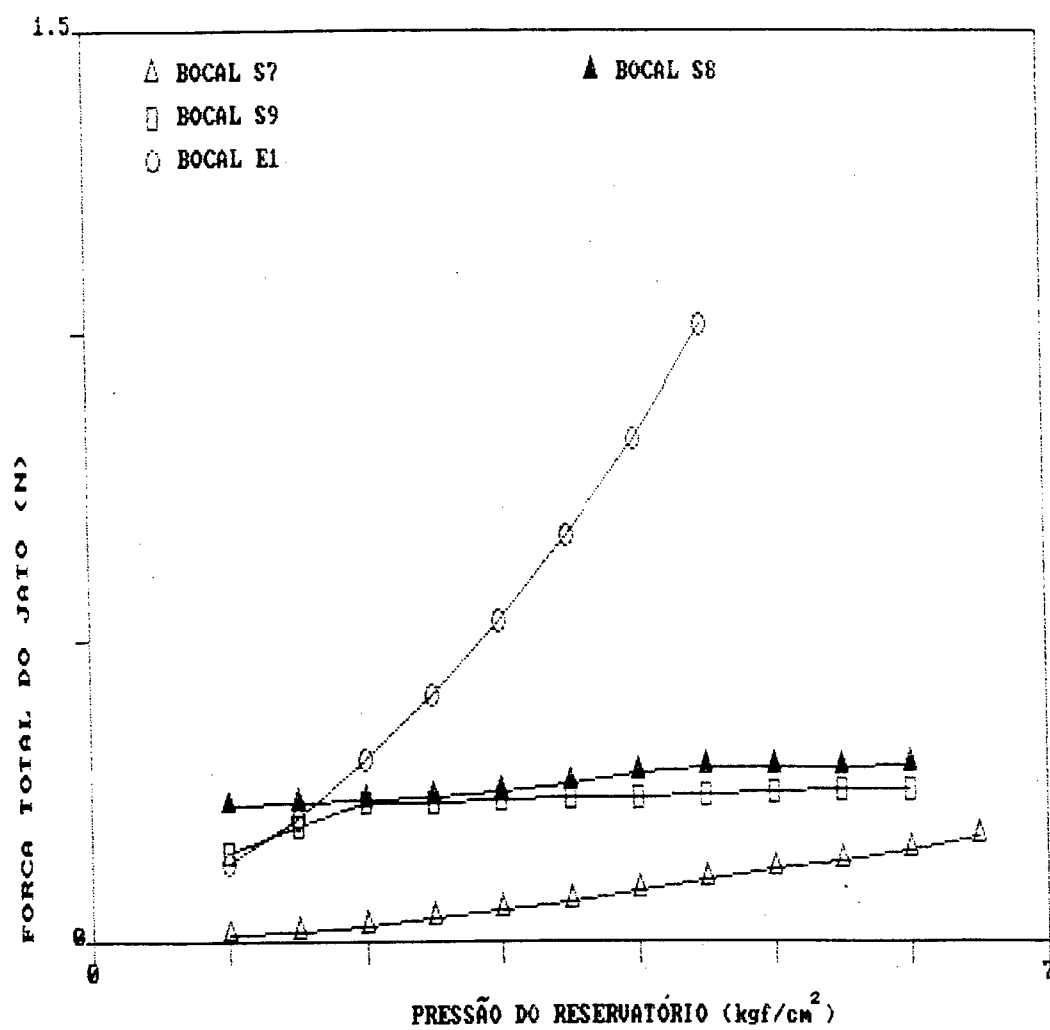


FIGURA 29 - FORÇA DE JATO - GRUPO 6: DISCO - 5 cm

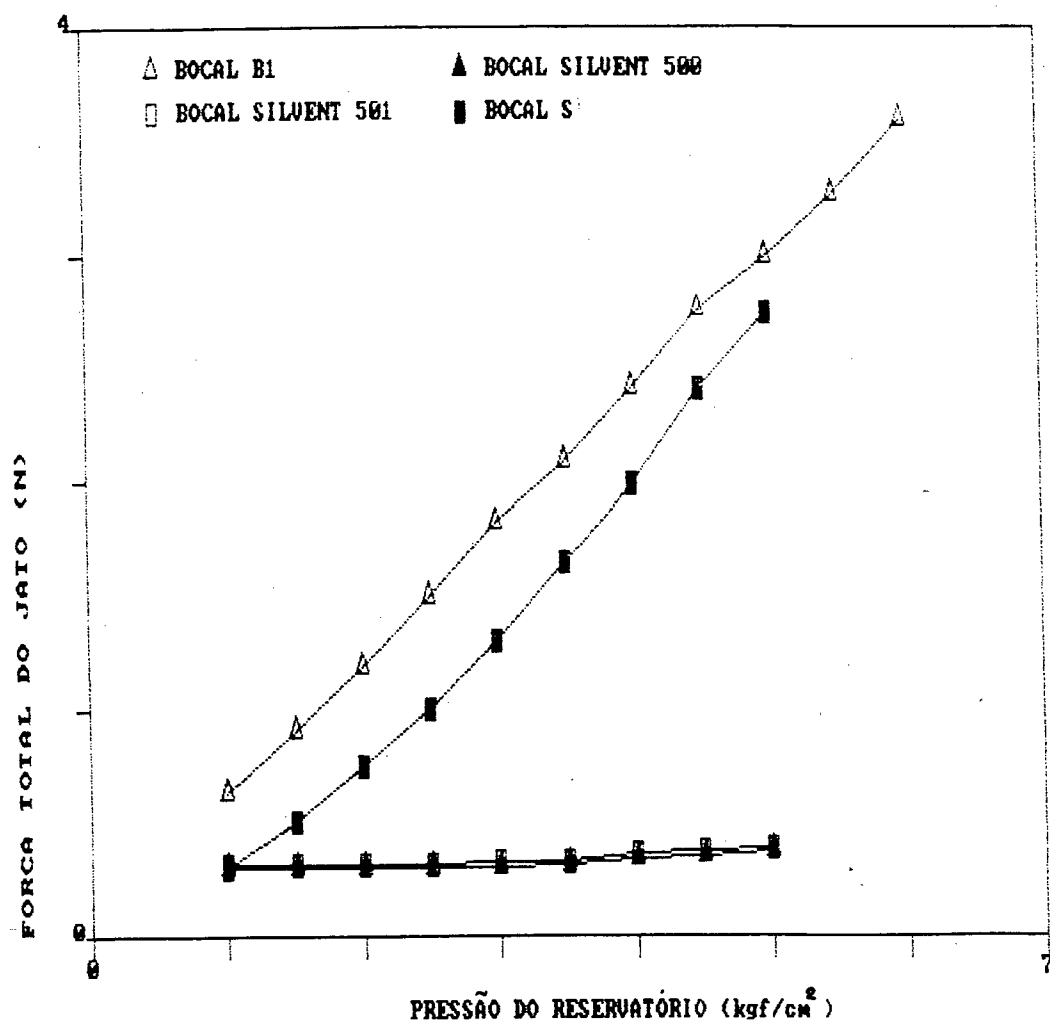


FIGURA 30 - FORÇA DE JATO - GRUPO 7: DISCO - 5 cm

3.6 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS.

Neste item serão analisados e discutidos os resultados das medições que estão representadas nas figuras descritas anteriormente, segundo o projeto de cada bocal.

A análise dos resultados de força do jato para os bocais permitirá qualificá-los como ejetores ou difusores, baseado no seguinte conceito:

$$X = \frac{F_2}{F_1} = \frac{P_{ef} \cdot A_{efetiva\ placa}}{P_{ef} \cdot A_{efetiva\ disco}}$$

onde:

X = índice de qualificação de bocais

F_2 = Força na placa (N)

F_1 = Força no disco (N)

P_{ef} = Pressão efetiva (Pa)

A pressão efetiva no disco ou na placa é uma característica intrínseca do bocal analisado, seja ele ejetor ou difusor. Considerando que um bocal ejetor necessite de uma área concentrada para realizar um trabalho, seu valor será idêntico tanto na placa como no disco e, portanto, a relação entre a força na placa e no disco, para um bocal ejetor, em uma faixa de pressão de reservatório, será próxima da unidade, ou seja, $X \approx 1.0$.

No caso de bocais difusores, o trabalho realizado, normalmente, envolve áreas maiores, o que implica que a força na placa deverá ser substancialmente maior do que a no disco,

uma vez que a área da placa é 10 vezes maior que a do disco. Portanto, X deverá ser maior que 1.0.

GRUPO 1

Nota-se, basicamente, que o bocal 2 possui uma força maior que o bocal 1 e, através das Tabelas 5 e 6, pode-se determinar uma distância ótima para o desempenho deste parâmetro, dentro da faixa de pressão de reservatório. No caso dos bocais 1 e 2 esta encontra-se, preferencialmente, a 5.0 cm em relação à saída do bocal.

Neste caso:

$$X = 1.02 \rightarrow \text{bocal 1}$$

$$X = 1.02 \rightarrow \text{bocal 2}$$

indicando que estes bocais são ejetores.

GRUPO 2

Neste grupo, o bocal 3 é o que apresenta o melhor desempenho em termos de força de jato, ainda a uma distância de 10 cm da saída do bocal.

Neste caso:

$$X = 1.01 \rightarrow \text{bocal 3}$$

$$X = 1.06 \rightarrow \text{bocal 4}$$

$$X = 1.03 \rightarrow \text{bocal 5}$$

sendo considerados ejetores os bocais 3 e 5, e o bocal 4 como difusor.

GRUPO 3

O desempenho do bocal 6 em relação ao bocal 7, em termos de força de jato, foi superior. Para o bocal 7, as

distâncias para as quais a força é máxima, acontecem a 10 cm do disco e da placa.

Assim:

$$X = 1.01 \rightarrow \text{bocal } 6$$

$$X = 1.04 \rightarrow \text{bocal } 7$$

indicando que estes bocais são ejetores.

GRUPO 4

O bocal S2, comparativamente aos bocais S1, S3 e S4, obteve melhor desempenho em termos de força, sendo que a distância na qual esta é máxima, situa-se a 5 cm no disco e a 10 cm na placa, visto que este bocal reúne características de um difusor.

Neste caso:

$$X = 1.20 \rightarrow \text{bocal } S1$$

$$X = 1.14 \rightarrow \text{bocal } S2$$

$$X = 1.27 \rightarrow \text{bocal } S3$$

$$X = 1.06 \rightarrow \text{bocal } S4$$

indicando que estes bocais se aproximam mais a difusores.

GRUPO 5

O bocal S5 possui força substancialmente superior a do bocal S6. Através das Tabelas 18 e 19, verifica-se que a maior força é conseguida a 5 cm de distância do bocal no caso do disco e a 10 cm quando do uso da placa.

Assim:

$$X = 1.16 \rightarrow \text{bocal } S5$$

$$X = 1.19 \rightarrow \text{bocal } S6$$

indicando uma tendência para serem difusores.

GRUPO 6

Os bocais E1 e S7 apresentam uma distância ótima para operação igual a 5 cm e, neste caso, X vale 1.0, o que implica que são ótimos ejetores.

O bocal S8 trabalha em uma faixa ótima de distância, em termos de força, de 5 cm do bocal às áreas receptoras, sendo que X vale 1.04, mantendo características de ejetor.

Já o bocal S9 tem como distância ótima, 5 cm no disco e 20 cm na placa, o que significa que a abertura do jato é grande. Sendo $X = 1.09$, comprova-se que é um difusor.

O bocal S10 não foi analisado, em função de limitações experimentais.

GRUPO 7

O bocal B1 é um bocal utilizado para ejeção de peças na Brosol - Indústria e Comércio, de São Paulo. A análise da Tabela 12, indica que sua faixa ótima é de 5 a 10 cm para disco e placa, com $X = 1.01$, confirmando ser um bocal ejetor.

O bocal Silvent 500, utilizado para ejeção de peças na Saab-Scania, apresenta desempenho similar ao do bocal B1, tendo X unitário, o que representa ser um ótimo bocal ejetor, adequadamente empregado.

O bocal S apresenta ainda, um desempenho similar aos anteriores, com $X = 1.05$, podendo ser utilizado tanto como difusor, quanto ejetor devido às suas características de força elevada.

Já o bocal Silvent 501, empregado nas operações de limpeza pela Saab-Scania, apresenta valores mais elevados de força a 5 cm da área a ser trabalhada (disco e placa), com $X = 1.03$.

3.7 CONCLUSÕES

A primeira conclusão obtida a partir da análise da qualificação dos bocais é que, no caso da utilização dos bocais ejetores existe uma distância otimizada para a operação, sendo esta quantificada a 5 cm entre a saída do jato e a área a ser atingida. Isto decorre do fato de que uma peça quando ejetada, sofre a ação da pressão efetiva do bocal, não importando o tamanho da peça, e sim a configuração do jato e, portanto, a força para ejeção de peças depende da pressão do reservatório e da distância do bocal à peça a ser ejetada. Quanto menor a distância e maior a pressão, obviamente, maior a capacidade do jato.

Ainda da análise da qualificação dos bocais, conclui-se que é possível descrever a melhor situação para a utilização de um bocal para fins de limpeza de peças. Para dois tamanhos de peça, correlacionados às áreas do disco e placa, existem duas distâncias ótimas entre o bocal e peça, onde a força é máxima: a 5.0 cm de distância do disco e a 10.0 cm da placa. Fazendo a análise através da visualização de um cone geométrico cujo vértice seja o bocal, pode-se justificar o resultado destas duas distâncias, considerando que a altura do cone seja igual a 10.0 cm e que dentro desta figura geométrica exista uma área limitada pelo fluxo difuso do bocal, a uma altura de 5.0 cm. Portanto, pode-se concluir que o bocal utilizado para limpeza de peças é um bocal difusor de fluxo e que este bocal realiza melhor sua tarefa para uma peça pequena a uma distância menor e para uma peça grande a uma distância maior. A maior distância, no caso, dependerá da abertura do fluxo (cone).

TABELA 5 - FORÇA DE JATO (N) - BOCAL 1

BOCAL 1				
PRESSÃO (kgf/cm ²)	FORÇA (N)			
	DISTANCIA	5 cm	10 cm	20 cm
1.0	DISCO	0.385	0.395	0.353
	PLACA	0.368	0.381	0.368
1.5	DISCO	0.539	0.534	0.480
	PLACA	0.522	0.530	0.517
2.0	DISCO	0.709	0.711	0.634
	PLACA	0.687	0.705	0.686
2.5	DISCO	0.880	0.877	0.784
	PLACA	0.850	0.867	0.850
3.0	DISCO	1.055	1.055	0.946
	PLACA	1.024	1.054	1.027
3.5	DISCO	1.200	1.213	1.088
	PLACA	1.171	1.210	1.184
4.0	DISCO	1.404	1.387	1.249
	PLACA	1.352	1.394	1.362
4.5	DISCO	1.617	1.585	1.416
	PLACA	1.544	1.588	1.553
5.0	DISCO	1.784	1.774	1.573
	PLACA	1.715	1.774	1.729
5.5	DISCO	1.928	1.950	1.719
	PLACA	1.877	1.940	1.891
6.0	DISCO	2.077	2.087	1.887
	PLACA	2.041	2.107	2.060
6.5	DISCO	2.262	2.252	2.028
	PLACA	2.209	2.281	-
7.0	DISCO	-	-	2.381
	PLACA	-	-	-

TABELA 6 - FORÇA DE JATO (N) - BOCAL 2

BOCAL 2				
PRESSÃO (kgf/cm ²)	FORÇA (N)			
	DISTANCIA	5 cm	10 cm	20 cm
1.0	DISCO	0.485	0.503	0.448
	PLACA	0.493	0.520	0.452
1.5	DISCO	0.720	0.748	0.686
	PLACA	0.733	0.788	0.702
2.0	DISCO	0.983	1.009	0.911
	PLACA	1.030	1.045	0.923
2.5	DISCO	1.259	1.274	1.147
	PLACA	1.202	1.354	1.252
3.0	DISCO	1.514	1.546	1.414
	PLACA	1.508	1.599	1.447
3.5	DISCO	1.764	1.813	1.641
	PLACA	1.732	1.933	1.662
4.0	DISCO	2.021	2.075	1.885
	PLACA	1.983	2.134	1.935
4.5	DISCO	2.352	2.379	2.160
	PLACA	2.234	2.405	2.003
5.0	DISCO	2.611	2.665	2.401
	PLACA	2.580	2.732	2.458

TABELA 7 - FORÇA DE JATO (N) - BOCAL 3

BOCAL 3				
PRESSÃO (kgf/cm ²)	FORÇA (N)			
	DISTANCIA	5 cm	10 cm	20 cm
1.0	DISCO	0.433	0.418	0.393
	PLACA	0.436	0.448	0.441
1.5	DISCO	0.594	0.601	0.565
	PLACA	0.607	0.620	0.606
2.0	DISCO	0.813	0.804	0.735
	PLACA	0.805	0.823	0.804
2.5	DISCO	1.001	0.989	0.916
	PLACA	1.001	1.009	0.995
3.0	DISCO	1.218	1.198	1.127
	PLACA	1.225	1.233	1.194
3.5	DISCO	1.399	1.420	1.313
	PLACA	1.411	1.424	1.392
4.0	DISCO	1.649	1.646	1.514
	PLACA	1.622	1.646	1.619
4.5	DISCO	1.857	1.897	1.764
	PLACA	1.845	1.872	1.852
5.0	DISCO	2.048	2.097	1.950
	PLACA	2.033	2.072	2.043
5.5	DISCO	2.249	2.298	2.136
	PLACA	2.242	2.276	2.247
6.0	DISCO	2.471	2.496	2.308
	PLACA	2.435	2.489	2.445
6.5	DISCO	2.666	2.715	2.504
	PLACA	2.649	2.698	2.670

TABELA 8 - FORÇA DE JATO (N) - BOCAL 4

BOCAL 4		FORÇA (N)		
PRESSÃO (kgf/cm ²)	DISTANCIA	5 cm	10 cm	20 cm
	DISCO			
1.0	DISCO	0.321	0.342	0.317
	PLACA	0.357	0.348	0.342
1.5	DISCO	0.515	0.508	0.470
	PLACA	0.505	0.522	0.509
2.0	DISCO	0.686	0.680	0.622
	PLACA	0.670	0.695	0.679
2.5	DISCO	0.853	0.872	0.754
	PLACA	0.848	0.865	0.847
3.0	DISCO	1.027	1.048	0.931
	PLACA	1.026	1.048	1.013
3.5	DISCO	1.200	1.220	1.081
	PLACA	1.194	1.218	1.172
4.0	DISCO	1.399	1.398	1.229
	PLACA	1.378	1.411	1.358
4.5	DISCO	1.590	1.594	1.397
	PLACA	1.595	1.612	1.568
5.0	DISCO	1.774	1.751	1.538
	PLACA	1.791	1.808	1.749
5.5	DISCO	1.950	1.930	1.705
	PLACA	1.955	1.985	1.936
6.0	DISCO	2.117	2.077	1.906
	PLACA	2.145	2.166	2.112
6.5	DISCO	2.283	2.234	2.068
	PLACA	2.342	2.377	2.283

TABELA 9 - FORÇA DE JATO (N) - BOCAL 5

BOCAL 5				
PRESSÃO (kgf/cm ²)	FORÇA (N)			
	DISTANCIA	5 cm	10 cm	20 cm
1.0	DISCO	0.398	0.378	0.357
	PLACA	0.381	0.394	0.401
1.5	DISCO	0.557	0.549	0.509
	PLACA	0.555	0.569	0.561
2.0	DISCO	0.739	0.750	0.673
	PLACA	0.745	0.752	0.755
2.5	DISCO	0.912	0.950	0.843
	PLACA	0.928	0.938	0.931
3.0	DISCO	1.137	1.138	1.015
	PLACA	1.117	1.141	1.117
3.5	DISCO	1.313	1.299	1.171
	PLACA	1.292	1.315	1.297
4.0	DISCO	1.504	1.529	1.362
	PLACA	1.485	1.519	1.504
4.5	DISCO	1.719	1.751	1.578
	PLACA	1.698	1.744	1.719
5.0	DISCO	1.923	1.950	1.754
	PLACA	1.911	1.945	1.930
5.5	DISCO	2.097	2.146	1.930
	PLACA	2.077	2.122	2.109
6.0	DISCO	2.254	2.322	2.126
	PLACA	2.269	2.328	2.303
6.5	DISCO	-	-	2.283
	PLACA	-	2.527	2.494
7.0	DISCO	-	-	2.440
	PLACA	-	2.724	2.709

TABELA 10 - FORÇA DE JATO (N) - BOCAL 6

BOCAL 6				
PRESSÃO (kgf/cm ²)	FORÇA (N)			
	DISTANCIA	5 cm	10 cm	20 cm
1.0	DISCO	0.385	0.396	0.351
	PLACA	0.371	0.386	0.375
1.5	DISCO	0.544	0.556	0.505
	PLACA	0.542	0.567	0.538
2.0	DISCO	0.749	0.734	0.669
	PLACA	0.720	0.745	0.718
2.5	DISCO	0.928	0.913	0.831
	PLACA	0.906	0.925	0.903
3.0	DISCO	1.107	1.103	0.999
	PLACA	1.080	1.120	1.103
3.5	DISCO	1.300	1.279	1.159
	PLACA	1.261	1.289	1.262
4.0	DISCO	1.496	1.460	1.329
	PLACA	1.453	1.479	1.453
4.5	DISCO	1.718	1.695	1.548
	PLACA	1.662	1.689	1.666
5.0	DISCO	1.894	1.887	1.739
	PLACA	1.816	1.882	1.833
5.5	DISCO	2.038	2.068	1.911
	PLACA	1.969	2.034	2.034
6.0	DISCO	2.190	2.249	2.063
	PLACA	2.176	2.209	2.200
6.5	DISCO	2.411	2.424	2.185
	PLACA	2.359	2.409	2.377
7.0	DISCO	2.622	2.641	-
	PLACA	2.553	-	-

TABELA 11 - FORÇA DE JATO (N) - BOCAL 7

BOCAL 7		FORÇA (N)		
PRESSÃO (kgf/cm ²)	DISTANCIA	5 cm	10 cm	20 cm
	DISCO			
1.0	DISCO	0.365	0.363	0.320
	PLACA	0.353	0.356	0.359
1.5	DISCO	0.502	0.500	0.446
	PLACA	0.493	0.505	0.498
2.0	DISCO	0.671	0.669	0.583
	PLACA	0.650	0.667	0.659
2.5	DISCO	0.826	0.809	0.720
	PLACA	0.809	0.813	0.811
3.0	DISCO	0.978	0.980	0.875
	PLACA	0.973	0.985	0.980
3.5	DISCO	1.127	1.127	1.004
	PLACA	1.102	1.132	1.127
4.0	DISCO	1.301	1.303	1.161
	PLACA	1.269	1.308	1.298
4.5	DISCO	1.495	1.495	1.333
	PLACA	1.463	1.504	1.489
5.0	DISCO	1.664	1.666	1.470
	PLACA	1.651	1.690	1.666
5.5	DISCO	1.838	1.842	1.627
	PLACA	1.803	1.848	1.823
6.0	DISCO	1.985	1.989	1.783
	PLACA	-	1.999	1.979
6.5	DISCO	-	-	1.983
	PLACA	-	-	2.141
7.0	DISCO	-	-	-
	PLACA	-	-	2.328

TABELA 12 - FORÇA DE JATO (N) - BOCAL B1

BOCAL B1				
PRESSÃO (kgf/cm ²)	FORÇA (N)			
	DISTANCIA	5 cm	10 cm	20 cm
1.0	DISCO	0.634	0.622	0.549
	PLACA	0.617	0.613	0.607
1.5	DISCO	0.907	0.882	0.784
	PLACA	0.848	0.875	0.865
2.0	DISCO	1.190	1.176	1.073
	PLACA	1.142	1.161	1.137
2.5	DISCO	1.493	1.473	1.328
	PLACA	1.406	1.426	1.406
3.0	DISCO	1.818	1.759	1.633
	PLACA	1.719	1.747	1.710
3.5	DISCO	2.087	2.053	1.872
	PLACA	1.965	2.012	1.977
4.0	DISCO	2.406	2.367	2.170
	PLACA	3.246	2.322	2.274
4.5	DISCO	2.754	2.727	2.484
	PLACA	2.592	2.659	2.617
5.0	DISCO	2.989	2.984	2.724
	PLACA	2.908	2.940	2.916
5.5	DISCO	3.263	3.244	2.896
	PLACA	3.170	3.239	3.163
6.0	DISCO	3.587	3.538	3.170
	PLACA	3.452	3.547	3.371

TABELA 13 - FORÇA DE JATO (N) - BOCAL E1

BOCAL E1				
PRESSÃO (kgf/cm ²)	FORÇA (N)			
	DISTÂNCIA	5 cm	10 cm	20 cm
1.0	DISCO	0.126	0.117	0.091
	PLACA	0.121	0.123	0.114
1.5	DISCO	0.204	0.185	0.157
	PLACA	0.190	0.191	0.182
2.0	DISCO	0.299	0.282	0.222
	PLACA	0.282	0.279	0.272
2.5	DISCO	0.405	0.398	0.319
	PLACA	0.386	0.382	0.374
3.0	DISCO	0.529	0.515	0.426
	PLACA	0.511	0.505	0.498
3.5	DISCO	0.669	0.647	0.529
	PLACA	0.641	0.632	0.622
4.0	DISCO	0.823	0.807	0.690
	PLACA	0.791	0.789	0.769
4.5	DISCO	1.013	1.002	0.867
	PLACA	0.987	0.978	-
5.0	DISCO	-	-	-
	PLACA	1.128	-	-

TABELA 14 - FORÇA DE JATO (N) - BOCAL S1

BOCAL S1				
PRESSÃO (kgf/cm ²)	FORÇA (N)			
	DISTANCIA	5 cm	10 cm	20 cm
1.0	DISCO	0.179	0.177	0.133
	PLACA	0.181	0.184	0.179
1.5	DISCO	0.270	0.267	0.201
	PLACA	0.287	0.289	0.284
2.0	DISCO	0.406	0.397	0.308
	PLACA	0.419	0.424	0.423
2.5	DISCO	0.535	0.526	0.392
	PLACA	0.568	0.574	0.556
3.0	DISCO	0.715	0.692	0.505
	PLACA	0.745	0.749	0.739
3.5	DISCO	0.865	0.858	0.627
	PLACA	0.936	0.926	0.906
4.0	DISCO	1.068	1.058	0.745
	PLACA	1.129	1.125	1.097
4.5	DISCO	1.292	1.267	0.862
	PLACA	1.367	1.382	1.343
5.0	DISCO	1.527	1.529	1.048
	PLACA	1.610	1.642	1.592
5.5	DISCO	1.851	1.727	1.186
	PLACA	1.868	1.877	1.842
6.0	DISCO	-	-	-
	PLACA	-	-	2.028

TABELA 15 - FORÇA DE JATO (N) - BOCAL S2

BOCAL S2				
PRESSÃO (kgf/cm ²)	FORÇA (N)			
	DISTANCIA	5 cm	10 cm	20 cm
1.0	DISCO	0.276	0.271	0.213
	PLACA	0.272	0.277	0.290
1.5	DISCO	0.456	0.425	0.343
	PLACA	0.446	0.460	0.454
2.0	DISCO	0.666	0.631	0.499
	PLACA	0.674	0.676	0.666
2.5	DISCO	0.909	0.844	0.666
	PLACA	0.930	0.929	0.909
3.0	DISCO	1.184	1.112	0.906
	PLACA	1.210	1.220	1.185
3.5	DISCO	1.509	1.372	1.112
	PLACA	1.509	1.499	1.465
4.0	DISCO	1.786	1.690	1.348
	PLACA	1.837	1.828	1.793
4.5	DISCO	2.058	2.038	1.348
	PLACA	2.176	2.190	2.117
5.0	DISCO	2.401	2.386	1.950
	PLACA	-	-	-

TABELA 16 - FORÇA DE JATO (N) - BOCAL S3

BOCAL S3		FORÇA (N)		
PRESSÃO (kgf/cm ²)	DISTANCIA	5 cm	10 cm	20 cm
	DISCO			
1.0	DISCO	0.122	0.118	0.088
	PLACA	0.126	0.120	0.122
1.5	DISCO	0.198	0.187	0.131
	PLACA	0.193	0.189	0.186
2.0	DISCO	0.287	0.269	0.186
	PLACA	0.281	0.282	0.277
2.5	DISCO	0.392	0.367	0.257
	PLACA	0.379	0.382	0.367
3.0	DISCO	0.498	0.490	0.343
	PLACA	0.499	0.504	0.490
3.5	DISCO	0.629	0.605	0.407
	PLACA	0.617	0.612	0.598
4.0	DISCO	0.761	0.740	0.505
	PLACA	0.760	0.764	0.738
4.5	DISCO	0.931	0.897	0.622
	PLACA	0.927	0.926	0.901
5.0	DISCO	1.090	1.050	0.720
	PLACA	1.080	1.093	1.033
5.5	DISCO	1.251	1.212	0.843
	PLACA	1.243	1.246	1.215
6.0	DISCO	1.435	1.362	0.999
	PLACA	1.434	1.442	1.352
6.5	DISCO	-	-	-
	PLACA	-	1.625	1.578

TABELA 17 - FORÇA DE JATO (N) - BOCAL S4

BOCAL S4		FORÇA (N)		
PRESSÃO (kgf/cm ²)	DISTANCIA	5 cm	10 cm	20 cm
	DISCO			
1.0	DISCO	0.062	0.060	0.049
	PLACA	0.065	0.064	0.065
1.5	DISCO	0.096	0.096	0.078
	PLACA	0.097	0.095	0.094
2.0	DISCO	0.142	0.139	0.110
	PLACA	0.137	0.138	0.134
2.5	DISCO	0.187	0.185	0.147
	PLACA	0.183	0.189	0.181
3.0	DISCO	0.250	0.238	0.201
	PLACA	0.246	0.245	0.238
3.5	DISCO	0.309	0.296	0.249
	PLACA	0.299	0.299	0.292
4.0	DISCO	0.373	0.363	0.304
	PLACA	0.371	0.370	0.353
4.5	DISCO	0.457	0.432	0.367
	PLACA	0.446	0.451	0.436
5.0	DISCO	0.533	0.509	0.431
	PLACA	0.527	0.529	0.515
5.5	DISCO	0.611	0.583	0.495
	PLACA	0.610	0.614	0.596
6.0	DISCO	0.697	0.676	0.581
	PLACA	0.705	0.705	0.693
6.5	DISCO	0.784	0.769	0.681
	PLACA	0.804	0.807	0.779

TABELA 18 - FORÇA DE JATO (N) - BOCAL S5

BOCAL S5		FORÇA (N)		
PRESSÃO (kgf/cm ²)	DISTANCIA	5 cm	10 cm	20 cm
	DISCO			
1.0	DISCO	0.378	0.382	0.320
	PLACA	0.358	0.387	0.367
1.5	DISCO	0.570	0.558	0.460
	PLACA	0.568	0.568	0.554
2.0	DISCO	0.789	0.772	0.617
	PLACA	0.772	0.771	0.764
2.5	DISCO	0.994	0.970	0.764
	PLACA	0.980	0.995	0.965
3.0	DISCO	1.207	1.175	0.916
	PLACA	1.205	1.225	1.176
3.5	DISCO	1.443	1.378	1.078
	PLACA	1.416	1.421	1.392
4.0	DISCO	1.682	1.613	1.239
	PLACA	1.666	1.671	1.627
4.5	DISCO	1.943	1.867	1.441
	PLACA	1.930	1.945	1.891
5.0	DISCO	2.166	2.077	1.607
	PLACA	2.115	2.156	2.097
5.5	DISCO	2.376	2.308	1.803
	PLACA	2.386	2.401	2.323
6.0	DISCO	2.646	2.538	-
	PLACA	2.599	2.587	2.558
6.5	DISCO	-	-	-
	PLACA	2.852	-	2.813

TABELA 19 - FORÇA DE JATO (N) - BOCAL S6

BOCAL S6		FORÇA (N)		
PRESSÃO (kgf/cm ²)	DISTANCIA	5 cm	10 cm	20 cm
1.0	DISCO	0.029	0.025	0.011
	PLACA	0.037	0.036	0.034
1.5	DISCO	0.039	0.035	0.021
	PLACA	0.051	0.050	0.046
2.0	DISCO	0.059	0.053	0.036
	PLACA	0.073	0.071	0.064
2.5	DISCO	0.078	0.070	0.049
	PLACA	0.095	0.093	0.082
3.0	DISCO	0.108	0.097	0.070
	PLACA	0.126	0.121	0.109
3.5	DISCO	0.139	0.123	0.093
	PLACA	0.158	0.152	0.140
4.0	DISCO	0.172	0.159	0.108
	PLACA	0.186	0.182	0.169
4.5	DISCO	0.206	0.183	0.132
	PLACA	0.215	0.212	0.200
5.0	DISCO	0.232	0.215	0.157
	PLACA	0.253	0.242	0.230
5.5	DISCO	0.259	0.240	0.176
	PLACA	0.287	0.277	0.264
6.0	DISCO	0.287	0.261	0.181
	PLACA	0.326	0.318	0.296
6.5	DISCO	0.316	0.289	0.189
	PLACA	0.364	0.354	0.328
7.0	DISCO	0.353	0.313	0.166
	PLACA	0.411	0.396	0.367

TABELA 20 - FORÇA DE JATO (N) - BOCAL S7

BOCAL S7		FORÇA (N)		
PRESSÃO (kgf/cm ²)	DISTANCIA	5 cm	10 cm	20 cm
	DISCO			
1.0	DISCO	0.014	0.011	0.012
	PLACA	0.015	0.014	0.015
1.5	DISCO	0.019	0.018	0.015
	PLACA	0.019	0.022	0.019
2.0	DISCO	0.028	0.027	0.025
	PLACA	0.029	0.029	0.029
2.5	DISCO	0.039	0.039	0.037
	PLACA	0.039	0.041	0.036
3.0	DISCO	0.051	0.053	0.049
	PLACA	0.052	0.055	0.049
3.5	DISCO	0.067	0.064	0.062
	PLACA	0.065	0.066	0.064
4.0	DISCO	0.084	0.078	0.077
	PLACA	0.084	0.082	0.078
4.5	DISCO	0.103	0.099	0.092
	PLACA	0.103	0.100	0.098
5.0	DISCO	0.117	0.116	0.110
	PLACA	0.123	0.123	0.113
5.5	DISCO	0.131	0.125	0.123
	PLACA	0.139	0.137	0.132
6.0	DISCO	0.149	0.137	0.139
	PLACA	0.156	0.155	0.147
6.5	DISCO	0.171	0.159	0.166
	PLACA	0.179	0.176	0.166
7.0	DISCO	0.231	0.221	0.186
	PLACA	0.206	0.189	0.186

TABELA 21 - FORÇA DE JATO (N) - BOCAL S8

BOCAL S8		FORÇA (N)		
PRESSÃO (kgf/cm ²)	DISTANCIA	5 cm	10 cm	20 cm
	DISCO			
1.0	DISCO	0.012	0.011	0.009
	PLACA	0.010	0.011	0.012
1.5	DISCO	0.019	0.027	0.020
	PLACA	0.025	0.028	0.027
2.0	DISCO	0.048	0.064	0.059
	PLACA	0.055	0.065	0.060
2.5	DISCO	0.099	0.100	0.087
	PLACA	0.100	0.101	0.098
3.0	DISCO	0.120	0.137	0.129
	PLACA	0.132	0.138	0.137
3.5	DISCO	0.170	0.176	0.174
	PLACA	0.176	0.176	0.170
4.0	DISCO	0.190	0.189	0.187
	PLACA	0.200	0.190	0.187
4.5	DISCO	0.199	0.230	0.202
	PLACA	0.223	0.243	0.202
5.0	DISCO	0.237	0.255	0.229
	PLACA	0.240	0.257	0.233
5.5	DISCO	0.241	0.259	0.243
	PLACA	0.239	0.261	0.247
6.0	DISCO	0.249	0.264	0.259
	PLACA	0.256	0.268	0.261

TABELA 22 - FORÇA DE JATO (N) - BOCAL S9

BOCAL S9				
PRESSÃO (kgf/cm ²)	DISTANCIA	5 cm	10 cm	20 cm
1.0	DISCO	0.082	0.080	0.079
	PLACA	0.091	0.084	0.083
1.5	DISCO	0.151	0.144	0.135
	PLACA	0.155	0.149	0.139
2.0	DISCO	0.191	0.187	0.185
	PLACA	0.194	0.192	0.189
2.5	DISCO	0.211	0.209	0.197
	PLACA	0.219	0.208	0.199
3.0	DISCO	0.235	0.233	0.230
	PLACA	0.242	0.235	0.229
3.5	DISCO	0.257	0.264	0.262
	PLACA	0.265	0.266	0.264
4.0	DISCO	0.289	0.278	0.277
	PLACA	0.289	0.282	0.278
4.5	DISCO	0.298	0.299	0.292
	PLACA	0.303	0.300	0.298
5.0	DISCO	0.312	0.316	0.310
	PLACA	0.323	0.323	0.313
5.5	DISCO	0.335	0.325	0.323
	PLACA	0.339	0.327	0.322
6.0	DISCO	0.349	0.347	0.340
	PLACA	0.356	0.345	0.346

TABELA 23 - FORÇA DE JATO (N) - BOCAL SILVENT 500

BOCAL SILVENT 500				
PRESSÃO (kgf/cm ²)	DISTANCIA	5 cm	10 cm	20 cm
1.0	DISCO	0.154	0.151	0.149
	PLACA	0.155	0.154	0.153
1.5	DISCO	0.219	0.218	0.215
	PLACA	0.219	0.222	0.219
2.0	DISCO	0.306	0.327	0.325
	PLACA	0.323	0.329	0.329
2.5	DISCO	0.370	0.379	0.370
	PLACA	0.379	0.381	0.376
3.0	DISCO	0.451	0.453	0.449
	PLACA	0.452	0.455	0.449
3.5	DISCO	0.507	0.524	0.522
	PLACA	0.505	0.526	0.524
4.0	DISCO	0.630	0.638	0.637
	PLACA	0.634	0.642	0.638
4.5	DISCO	0.753	0.759	0.762
	PLACA	0.760	0.760	0.768
5.0	DISCO	0.891	0.896	0.899
	PLACA	0.893	0.903	0.903

TABELA 24 - FORÇA DE JATO (N) - BOCAL SILVENT 501

BOCAL SILVENT 501				
PRESSÃO (kgf/cm ²)	FORÇA (N)			
	DISTANCIA	5 cm	10 cm	20 cm
1.0	DISCO	0.171	0.181	0.188
	PLACA	0.175	0.184	0.192
1.5	DISCO	0.249	0.258	0.261
	PLACA	0.252	0.262	0.264
2.0	DISCO	0.323	0.327	0.335
	PLACA	0.327	0.329	0.339
2.5	DISCO	0.410	0.424	0.433
	PLACA	0.412	0.431	0.436
3.0	DISCO	0.525	0.533	0.539
	PLACA	0.533	0.535	0.549
3.5	DISCO	0.580	0.594	0.599
	PLACA	0.591	0.596	0.600
4.0	DISCO	0.701	0.718	0.717
	PLACA	0.714	0.722	0.726
4.5	DISCO	0.791	0.800	0.802
	PLACA	0.799	0.805	0.808
5.0	DISCO	1.001	1.016	1.010
	PLACA	1.012	1.023	1.013

TABELA 25 - FORÇA DE JATO (N) - BOCAL S

BOCAL S				
PRESSÃO (kgf/cm ²)	DISTANCIA	FORÇA (N)		
		5 cm	10 cm	20 cm
1.0	DISCO	0.307	0.308	0.270
	PLACA	0.308	0.316	0.305
1.5	DISCO	0.511	0.495	0.452
	PLACA	0.490	0.499	0.489
2.0	DISCO	0.748	0.730	0.653
	PLACA	0.739	0.743	0.728
2.5	DISCO	1.003	0.995	0.882
	PLACA	0.987	0.993	0.989
3.0	DISCO	1.303	1.281	1.176
	PLACA	1.293	1.327	1.298
3.5	DISCO	1.642	1.602	1.431
	PLACA	1.627	1.635	1.587
4.0	DISCO	1.985	1.954	1.784
	PLACA	1.994	2.012	1.795
4.5	DISCO	2.416	2.396	2.170
	PLACA	2.416	2.455	2.396
5.0	DISCO	2.739	2.783	2.484
	PLACA	2.803	2.845	2.788

CAPÍTULO IV

ESTUDO DO ESCOAMENTO

O objetivo principal deste capítulo é apresentar uma metodologia para a medição de vazão de ar dos bocais estudados. Através das equações básicas da Mecânica dos Fluidos, determinou-se, teoricamente, a maior vazão mássica possível para cada bocal, ou seja, aquela obtida na condição crítica, onde a velocidade do fluido é igual a velocidade do som, a fim de comparar estes resultados com os obtidos experimentalmente.

4.1 CARACTERÍSTICAS DO ESCOAMENTO

4.1.1 ESCOAMENTOS VISCOSOS: REGIMES LAMINAR E TURBULENTO

Todos os fluidos possuem viscosidade e, em qualquer escoamento viscoso, o fluido quando em contato direto com uma superfície limite sólida, possui a mesma velocidade que a própria superfície (não ocorre deslizamento). Como a velocidade do fluido em uma superfície sólida estacionária é nula, mas o fluido como um todo está se movendo, gradientes de velocidade e tensões de cisalhamento devem estar presentes no escoamento, sendo que a última, por sua vez, retarda o movimento do fluido. A região do escoamento adjacente à superfície limite onde as tensões de cisalhamento estão presentes é chamada de camada limite.

Quando o escoamento é considerado viscoso, admite-se que a camada limite é fina. Por esta razão, a pressão ao longo do conduto decresce continuamente no sentido do escoamento e,

um elemento no fluido dentro da camada limite, sofre uma força na direção do escoamento. Como, no caso em estudo, o bocal é um dispositivo que acelera o escoamento, o gradiente de pressão interna é favorável (diminuição da pressão no sentido do escoamento). Isto tende a conservar as camadas limites finas nas paredes e minimizar o efeito de fricção.

Os escoamentos viscosos são classificados em regimes laminar e turbulento. Quando um fluido se move através de condutos uniformes, a velocidades muito baixas, a locomoção das partículas segue linhas paralelas às paredes do conduto. A estrutura do escoamento é caracterizada pelo movimento em lâminas ou camadas e, neste caso, o regime é dito laminar. Com o aumento do fluxo, a locomoção das partículas torna-se mais aleatória e complexa devido a pequenas flutuações da velocidade. A velocidade na qual a mudança ocorre é chamada de velocidade crítica e, neste caso, o regime é dito turbulento.

Sabe-se que a velocidade crítica é uma função de vários parâmetros que podem ser colocados em uma forma adimensional chamada de número de Reynolds (R_D):

$$R_D = \frac{D \rho V}{\mu}$$

D = diâmetro da secção na qual o fluido passa (m)

ρ = densidade do fluido (kg/m^3)

V = velocidade do fluido (m/s)

μ = viscosidade absoluta do fluido (Pa.s)

4.1.2 ESCOAMENTOS COMPRESSÍVEIS

Escoamentos nos quais variações de densidade desempenham um papel importante, tais como, em escoamentos de gases a altas velocidades, são chamados de compressíveis. O jato de ar comprimido é considerado um escoamento compressível, desde que as velocidades de escoamento (V) não sejam pequenas em relação à velocidade do som (c) no fluido.

A razão entre a velocidade de escoamento e a velocidade do som no fluido é definida como o número de Mach (M), isto é :

$$M = \frac{V}{c} = \sqrt{\frac{\rho V^2}{\rho c^2}}$$

Este pode ser interpretado como o fator devido às forças de inércia e as devido à de compressibilidade

Para valores de $M \leq 0.3$, o escoamento pode ser tratado como incompressível, e dito subsônico. Já para valores de $M \geq 0.8$ o escoamento é compressível. Quando o escoamento é supersônico ($M > 1.0$), mudanças abruptas nas propriedades do fluido, tais como, pressão e densidade, podem ocorrer, criando zonas de choque [29].

Para descrever o estado de um fluido em um ponto qualquer de um campo de escoamento, é preciso que se especifique suas propriedades termodinâmicas. Para isso, utiliza-se o estado de estagnação como um estado de referência na determinação das propriedades de estagnação num ponto do escoamento.

As propriedades de estagnação isentrópicas são aquelas

propriedades que seriam obtidas num ponto qualquer em um campo de escoamento, se o fluido, naquele ponto, fosse desacelerado das condições locais para a velocidade zero, através de um processo livre de fricção, adiabático, ou seja, isentrópico [29].

CONDIÇÃO DE PRESSÃO DE ESTAGNAÇÃO

$$\frac{P_o}{P} = 1 + \left[\frac{k-1}{2} M^2 \right]^{k/(k-1)}$$

CONDIÇÃO DE TEMPERATURA DE ESTAGNAÇÃO

$$\frac{T_o}{T} = 1 + \left[\frac{k-1}{2} M^2 \right]$$

CONDIÇÃO DE PRESSÃO DE ESTAGNAÇÃO

$$\frac{\rho_o}{\rho} = 1 + \left[\frac{k-1}{2} M^2 \right]^{1/(k-1)}$$

onde:

V - velocidade do escoamento	}	início do processo
P - pressão T - temperatura		

Vo - velocidade do escoamento	}	final do processo
Po - pressão To - temperatura		

A condição crítica, ou seja, os valores das propriedades de escoamento nas quais o número de Mach é unitário, ($k = 1.4$ (ar)) ocorre a uma relação de pressões $P_0/P^* = 1.89$ [17].

Um aumento desta razão, elevaria a velocidade do fluxo, tornando-a supersônica e, introduziria o fenômeno de ondas de choque no escoamento (mencionado anteriormente). Porém, este fenômeno não ocorre em bocais convergentes, considerando-se que o escoamento seja isentrópico.

Muito embora, o escoamento isentrópico seja uma idealização, na maioria das vezes, representa uma aproximação muito boa para o comportamento real dos bocais.

4.2 INSTRUMENTAÇÃO NA MEDIÇÃO DE VAZÃO DE AR

As medições de vazão são tão importantes quanto as medições acústicas na avaliação das características do bocal de jato, pois, geralmente, os níveis de ruído são proporcionais à sexta potência da razão da vazão [24].

Existem vários métodos de medição de fluxo de ar em condutos, cada um com seus graus de precisão e aplicação. Estes geralmente envolvem medições de pressão e velocidade.

Em sua maioria, os medidores de vazão não-mecânicos para escoamento interno, baseiam-se na aceleração de um fluxo através de alguma forma de bocal, conforme esquematizado na figura 31. A separação do escoamento no contorno de arestas afiladas da garganta do bocal cria uma zona de recirculação, conforme mostrado pelas linhas tracejadas a jusante do bocal.

O escoamento continua a acelerar além da saída do bocal para formar uma "vena contracta" na seção 2, e então

desacelera novamente para encher o duto. Na "vena contracta", a área de escoamento passa por um mínimo, as linhas de fluxo são

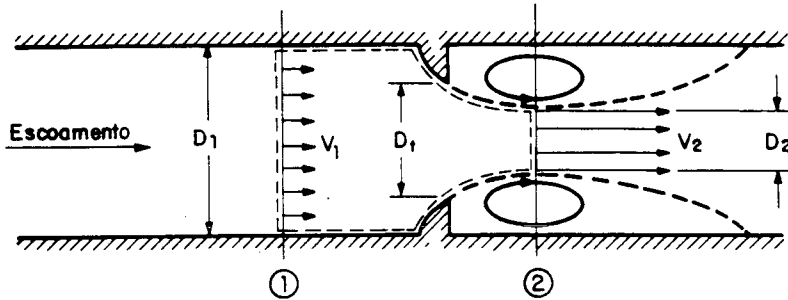


FIGURA 31 - ESCOAMENTO INTERNO ATRAVÉS DE UM BOCAL GENÉRICO
[23]

praticamente retilíneas e a pressão é uniforme através do canal.

Quando fluxos compressíveis escoam através de medidores de obstrução, a massa específica não permanece constante durante o processo.

A equação de Bernoulli para escoamentos incompressíveis entre os pontos 1 e 2 representados na figura 31 pode ser escrita como:

$$P_1/\rho_1 - P_2/\rho_2 = (V_1^2 - V_2^2)/2 + Z_2 - Z_1 \quad (4.1)$$

P = pressão (Pa)

ρ = massa específica (kg/m³)

V = velocidade linear (m/s)

Z = elevação (m)

g = aceleração da gravidade (m/s²)

Como está escrito acima, a relação mostra que não existe trabalho no escoamento ou pelo escoamento e que não existe calor transferido quando o escoamento atravessa os pontos 1 e 2. Como no escoamento compressível, $\rho_1 \neq \rho_2$ a equação (4.2) é considerada para a condição 1 [29]:

$$\dot{m} = K A_2 Y \sqrt{2 \Delta P \rho_1} \quad (4.2)$$

\dot{m} = vazão mássica (kg/s)

Y = fator de expansão

A_2 = área do orifício

K = coeficiente de fluxo

C = coeficiente de descarga = $\dot{m}_{\text{real}} / \dot{m}_{\text{ideal}}$

ΔP = perda de carga na placa de orifício (Pa)

A seleção de um medidor depende de fatores tais como custo, precisão, necessidade de calibração e facilidade de instalação e manutenção.

4.2.1. MEDIDORES DE FLUXO

As medições de vazão durante o teste acústico são tão importantes quanto as medições acústicas. Geralmente os níveis de ruído são proporcionais a sexta potência da razão da vazão [24].

Existem vários métodos de medição do fluxo de ar em dutos, cada um com seus graus de precisão e complexidade de aplicação. Estes geralmente são em dois tipos, aqueles que envolvem medição de pressão e aqueles que medem velocidade.

4.2.1.1 MEDIDORES DE PRESSÃO

A) MEDIDOR DE PLACA DE ORIFÍCIO

A placa de orifício (figura 32) consiste em uma placa fina que pode ser interposta entre flanges, na canalização. Como a sua geometria é simples, a placa é de baixo custo e de fácil instalação e reposição. O orifício pode apresentar várias formas: extremidade arredondada, quadrada e pontiaguda. O volume total de escoamento no duto, deve passar através do orifício da placa, produzindo uma diferença de pressão ao longo do dispositivo. As desvantagens com o uso do medidor de placa de orifício são a sua capacidade limitada e a elevada perda de carga devida à expansão descontrolada a jusante do elemento de medição [28,29].

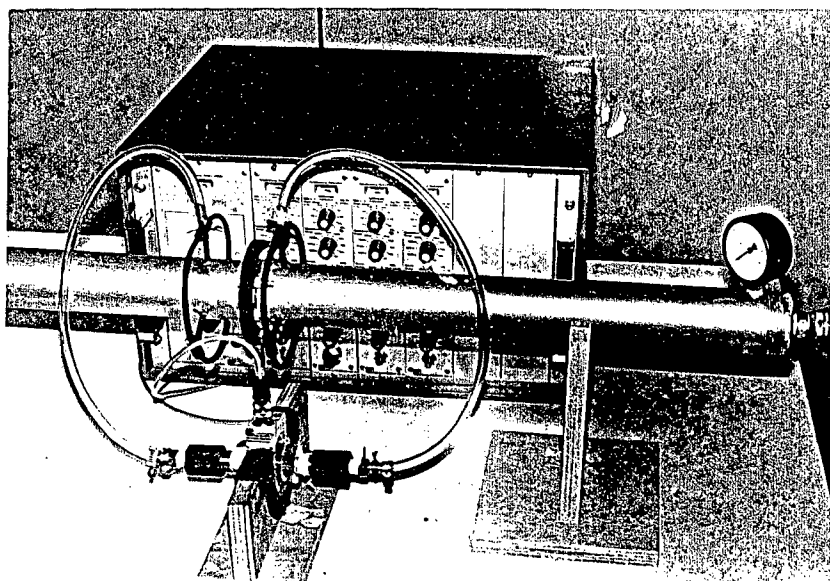


FIGURA 32 - MEDIDOR DE PLACA DE ORIFÍCIO (LAB. TERMO - UFSC).

B) MEDIDOR DE VENTURI

O Venturi pode ser encarado como uma versão aerodinâmica aperfeiçoada do orifício. Possui um estrangulamento na secção do difusor cônico e fornece excelente recuperação da pressão e, portanto, uma perda de carga total baixa (figura 33). Os medidores tipo Venturi são volumosos, pesados e caros [24].

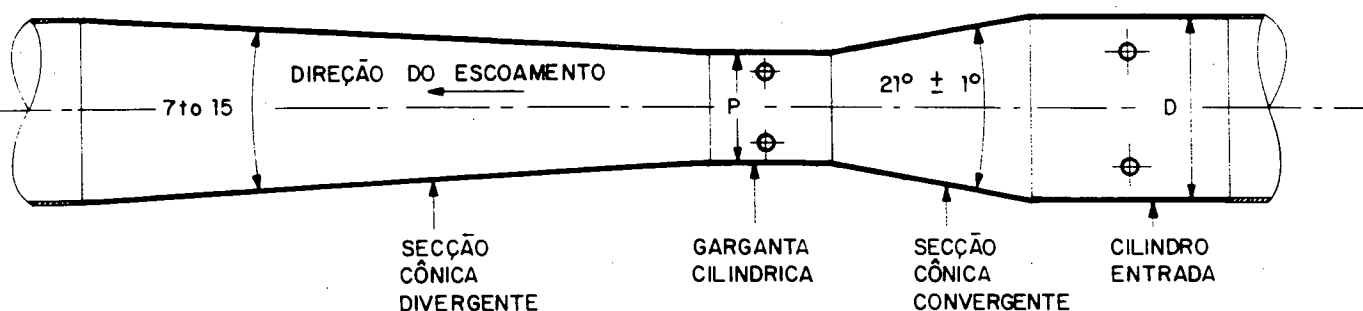


FIGURA 33 - MEDIDOR DE VENTURI [24].

4.2.1.2 MEDIDORES DE VELOCIDADE

A) TUBO DE PITOT ESTÁTICO

O tubo de Pitot é o dispositivo de maior precisão para medição de velocidades, em um ponto do fluxo, acima de 5 m/s.

Consiste de um tubo secundário introduzido perpendicularmente ao fluxo que passa pelo tubo principal, com uma curvatura de 90° , que o conduz à direção do escoamento (figura 34). O tubo principal possui uma série de orifícios, os quais detectam a pressão estática, enquanto que o orifício do tubo secundário é posicionado dentro do fluxo.

Na prática, o tubo de Pitot produz um ponto de estagnação na qual a pressão total pode ser medida [24].

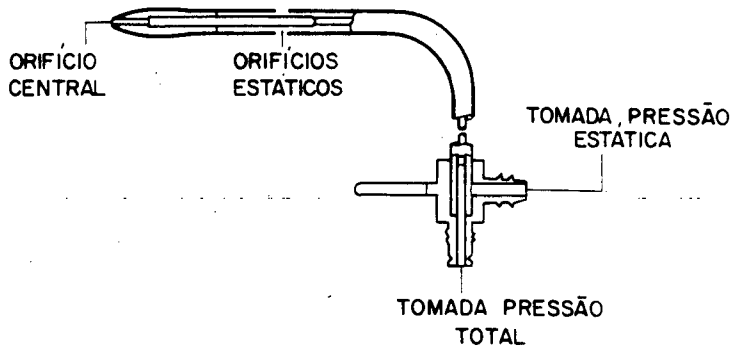


FIGURA 34 - TUBO DE PITOT ESTATICO [24].

B) ANEMÔMETRO DE FIO QUENTE

A técnica de medição com anemômetro de fio quente utiliza um escoamento atravessando um filamento sensível. A passagem do fluxo resulta na mudança da temperatura do filamento e, portanto, da resistência. Este efeito do resfriamento é medido eletricamente e a leitura da velocidade é obtida diretamente, através de um voltímetro calibrado [24].

C) ANEMÔMETRO DE PÁS

A operação consiste em colocar o anemômetro no fluxo, fazendo com que este movimente as pás do mesmo. Um transdutor elétrico registra a frequência de passagem de pás e fornece a velocidade equivalente no indicador do anemômetro. Estes instrumentos uma velocidade máxima de fluxo de 35 m/s [24].

4.2.2 METODO DE MEDIDA DE VAZÃO UTILIZANDO TUBO DE VENTURI

No experimento descrito por P. Li e Halliwell , a pressão do reservatório, a vazão mássica, a pressão de estagnação e o nível de ruído são medidos diretamente [02,04].

A figura 35 mostra um diagrama esquemático do aparato. O reservatório estabiliza o fluxo e permite a medição da pressão de estagnação (5), portanto a velocidade de fluxo neste ponto é considerada desprezível. A tomada de pressão (4) mede a pressão no tubo de Venturi, que unido à pressão diferencial do manômetro em U, permite que a vazão mássica seja obtida.

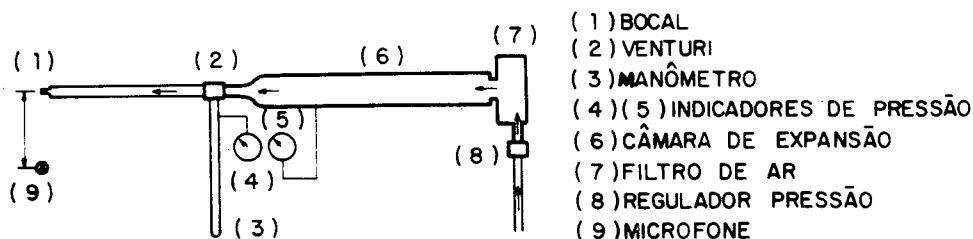


FIGURA 35 - ESQUEMA DE MEDIÇÃO DE VAZÃO UTILIZANDO TUBO DE VENTURI [02].

Para medir a vazão mássica através de bocais de jato do tipo Coanda, o tubo de Venturi trabalha sob baixo número de Reynold (10^5), devido ao fato da área de saída destes bocais ser pequena. As pressões de estagnação no jato, foram determinadas com um Tubo de Pitot alinhado paralelamente ao eixo do jato.

A vazão mássica para quatro bocais em função da pressão do reservatório é mostrada na figura 36. A dependência linear é claramente vista a pressões acima da crítica ($\cong 1.89 \text{ Kg/cm}^2$)

quando a pressão externa ao bocal é a atmosférica. As equações representadas abaixo na Tabela 26 são obtidas por regressão linear das curvas mostradas na figura anterior e, fornecem a vazão mássica destes bocais em uma pressão P_c conhecida. São apresentadas também nesta tabela os valores das áreas equivalentes de saída para os quatro bocais.

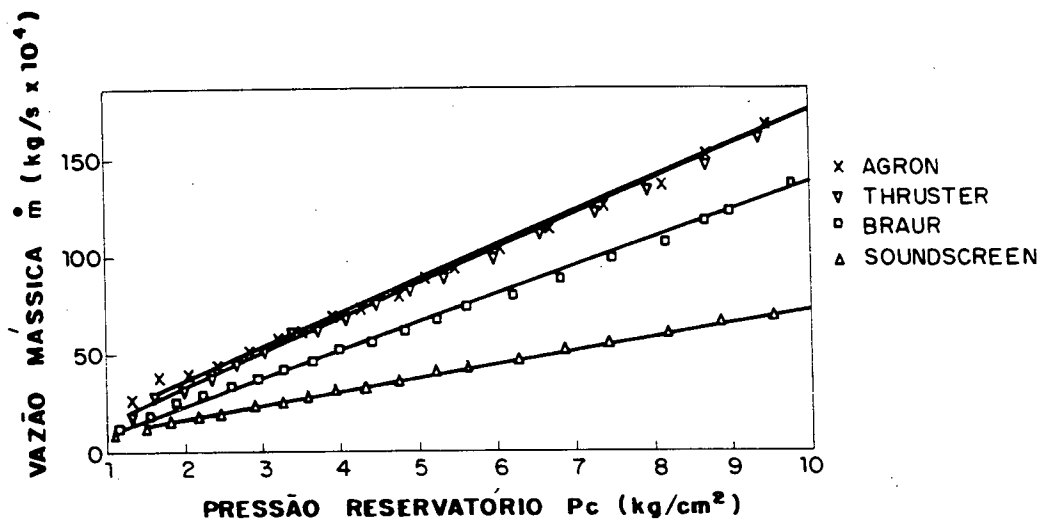


FIGURA 36 - CURVA DE VAZÃO MÁSSICA DE QUATRO BOCAIS VERSUS PRESSÃO DO RESERVATÓRIO [02].

TABELA 26 - EQUAÇÕES PARA O CÁLCULO DA VAZÃO MASSICA E OS VALORES DAS ÁREAS EQUIVALENTES DE SAÍDA [02,04].

BOCAL	Q_e (Kg/s)	A_e (mm ²)
Plug	$0.00147 (P_c - 0.49)$	6.3
Soundscreen	$0.000703 (P_c + 0.30)$	3.0
Thrustr	$0.00178 (P_c - 0.19)$	7.5
Agron	$0.00175 (P_c + 0.06)$	7.5

4.3 DEDUÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA DE UM BOCAL CONVERGENTE DE ÁREA DE ABERTURA A, PROVENIENTE DE UM RESERVATÓRIO DE GRANDES DIMENSÕES.

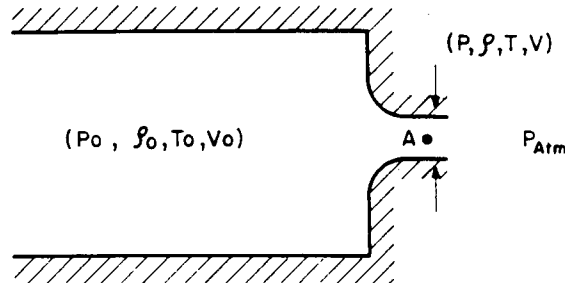


FIGURA 37 - DESCARGA DE FLUIDO DE RESERVATÓRIO DE GRANDES DIMENSÕES.

Examinando a figura 37 acima, pode-se escrever:

$$\frac{V_0^2 - V_t^2}{2} = \int_{P_0}^{P_t} \frac{dP}{\rho} \quad (4.3)$$

A equação descrita consiste em uma relação entre propriedades durante o processo de desaceleração do fluido. Como o processo de desaceleração é isentrópico (isto é, ao mesmo tempo livre de fricção e adiabático), então, durante o processo, a pressão P e a massa específica ρ , ao longo da trajetória do processo, para um gás ideal são relacionadas pela expressão:

$$\frac{P}{\rho^k} = \text{constante}$$

Portanto integrando-se a expressão (4.3), vem:

$$\frac{V_0^2 - V^2}{2} = \frac{k}{k-1} \frac{P_0}{\rho_0} \left[\left(\frac{P}{P_0} \right)^{k-1/k} - 1 \right]$$

no caso em exame $V_0 \cong 0$. Lembrando que $c^2 = \frac{kP}{\rho}$, vem que:

$$-\frac{V^2}{2} = \frac{c^2}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P_0}{P} \right)^{k-1/k} \right] \quad (4.4)$$

sendo $V = \frac{\dot{m}}{\rho A}$, a expressão (4.4) fica:

$$\frac{\dot{m}^2}{2 \rho^2 A^2} = \frac{k}{k-1} \frac{P}{\rho} \left[\left(\frac{P_0}{P} \right)^{k-1/k} - 1 \right]$$

portanto:

$$\dot{m}^2 = \frac{2k}{k-1} \rho^2 \frac{P}{\rho} A^2 \left[\left(\frac{P_0}{P} \right)^{k-1/k} - 1 \right] \quad (4.5)$$

sendo $R = \frac{(k-1)}{k} C_p$

e $P = \rho R T$ (equação de estado do gás ideal)

substitui-se em (4.5),

$$\dot{m}^2 = 2 \frac{C_p}{R} R T \rho^2 A^2 \left[\left(\frac{P_0}{P} \right)^{k-1/k} - 1 \right]$$

$$\begin{aligned} \dot{m}^2 &= 2 C_p T \frac{P^2}{R^2 T^2} A^2 \left[\left(\frac{P_0}{P} \right)^{k-1/k} - 1 \right] \\ \dot{m}^2 &= \frac{2 C_p P^2 A^2 k^2}{C_p^2 (k-1)^2 T} \left[\left(\frac{P_0}{P} \right)^{k-1/k} - 1 \right] \end{aligned} \quad (4.6)$$

Através da equação de estado do gás ideal $P = \rho R T$

$$\frac{T_0}{T} = \frac{P_0}{P} \quad \frac{\rho}{\rho_0} = \frac{P_0}{P} \quad \frac{P_0}{P}^{-1/k} = \frac{P_0}{P}^{k-1/k}$$

e sendo :

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{k-1}{2} M^2 \quad \text{implica que} \quad \frac{T_0}{T} = \frac{K+1}{2} \quad \text{se} \quad M = 1$$

a equação (4.6) torna-se:

$$\dot{m}^2 = \frac{2 P^2 A^2 k^2}{C_p (k-1)^2 T} \left[\frac{k-1}{2} \right]$$

extraindo-se a raiz, vem:

$$\dot{m} = \frac{\sqrt{2 P^2 A^2 k^2}}{\sqrt{C_p (k-1)^2 T}} \left(\frac{k-1}{2} \right)^{1/2}$$

$$\dot{m} = \frac{P A t k}{\sqrt{C_p T (k-1)}} \frac{\sqrt{k-1}}{\sqrt{k-1}} \quad (4.7)$$

Das propriedades de estagnação isentrópicas vistas no Capítulo II, sabe-se que a condição de pressão de estagnação é dada por [23]:

$$\frac{P_o}{P^*} = \left[1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right]^{k/k-1}$$

e na condição crítica onde $M = 1$, fica:

$$\frac{P_o}{P^*} = \left[\frac{k-1}{2} \right]^{k/k-1}$$

colocando P^* na equação (4.7) em função de P_o , vem:

$$P^* = \left[\frac{k-1}{2} \right]^{-k/k-1} P_o \quad \text{daí resultando:}$$

$$\dot{m} = \frac{P_o A t k}{\sqrt{C_p T (k-1)}} \times \left[\frac{k+1}{2} \right]^{-k/k-1}$$

Colocando T em função de T_o :

$$\frac{T_o}{T} = \frac{k+1}{2} \quad \rightarrow \quad T = \frac{2}{k+1} T_o$$

$$\dot{m} = \frac{P_o A_t k}{\sqrt{C_p T_o (k-1)}} \frac{\sqrt{k+1}}{\sqrt{2}} \left[\frac{k+1}{2} \right]^{-k/k-1}$$

$$\dot{m} = \frac{P_o A_t k}{\sqrt{C_p (k-1) T_o}} \left[\frac{k+1}{2} \right]^{-(k+1)/2(k-1)} ; \text{ portanto:}$$

$$\dot{m}_{\text{crit}} = \frac{P_o A_t k}{\sqrt{C_p (k-1) T_o}} \left[\frac{k+1}{2} \right]^{-(k+1)/2(k-1)}$$

→ Definida como a maior vazão em massa possível que cada bocal de jato pode assumir, obtida na condição crítica.

Antes de aplicar a vazão mássica crítica (\dot{m}_{crit}) para cada bocal, vale ressaltar que, pela relação:

$$\frac{P_o}{P^*} = 1.8939$$

A pressão P^* (na garganta do bocal) será sempre $0.528 P_o$ independente da pressão externa do reservatório (pressão atmosférica), caso esta for menor que P^* [23].

4.3.1 PREDIÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA CRÍTICA DOS BOCAIS ANALISADOS

A vazão mássica de um bocal convergente em uma dada pressão de reservatório P_o maior ou igual à pressão crítica pode ser calculada portanto pela equação [02,04]:

$$\dot{m}_{crit} = \frac{P_o A k}{\sqrt{C_p (k-1) T_o}} \left[\frac{k+1}{2} \right]^{-(k+1)/2(k-1)} \quad [\text{kg/s}]$$

onde:

k = razão dos calores específicos (C_p/C_v)

$k = 1.402$ (ar)

C_p = Calor específico a pressão constante (1006 J/kg K)

T_o = Temperatura do reservatório (K)

A = Área de saída do bocal (m^2)

P_o = Pressão do reservatório (Pa)

Considerando a temperatura do reservatório igual a 295 K, vem:

$$\dot{m}_{crit} = 235,0 \times A \times P_o \times 10^{-5} \quad [\text{kg/s}]$$

A Tabela 27 apresenta as vazões mássicas críticas e as respectivas áreas de saída para cada bocal analisado.

TABELA 27 - VAZÃO MASSICA CRÍTICA

BOCAL	PRESSÃO P_0 (10^5 Pa)	ÁREA DO BOCAL (m^2)	VAZÃO CRÍTICA (kg/s)
1	2.0	$3.14 \cdot 10^{-6}$	$1.49 \cdot 10^{-3}$
	4.0		$2.99 \cdot 10^{-3}$
	6.0		$4.48 \cdot 10^{-3}$
2	2.0	$4.50 \cdot 10^{-6}$	$2.11 \cdot 10^{-3}$
	4.0		$4.28 \cdot 10^{-3}$
	6.0		$6.42 \cdot 10^{-3}$
3	2.0	$3.14 \cdot 10^{-6}$	$1.49 \cdot 10^{-3}$
	4.0		$2.99 \cdot 10^{-3}$
	6.0		$4.49 \cdot 10^{-3}$
4	2.0	$2.50 \cdot 10^{-6}$	$1.19 \cdot 10^{-3}$
	4.0		$2.38 \cdot 10^{-3}$
	6.0		$3.57 \cdot 10^{-3}$
5	2.0	$3.60 \cdot 10^{-6}$	$1.71 \cdot 10^{-3}$
	4.0		$3.43 \cdot 10^{-3}$
	6.0		$5.14 \cdot 10^{-3}$
6	2.0	$2.30 \cdot 10^{-6}$	$1.07 \cdot 10^{-3}$
	4.0		$2.16 \cdot 10^{-3}$
	6.0		$3.24 \cdot 10^{-3}$
7	2.0	$2.50 \cdot 10^{-6}$	$1.19 \cdot 10^{-3}$
	4.0		$2.38 \cdot 10^{-3}$
	6.0		$3.57 \cdot 10^{-3}$
S	2.0	$1.59 \cdot 10^{-5}$	$7.57 \cdot 10^{-3}$
	4.0		$1.51 \cdot 10^{-2}$
	6.0		$2.27 \cdot 10^{-2}$
S1	2.0	$7.07 \cdot 10^{-6}$	$3.36 \cdot 10^{-3}$
	4.0		$6.73 \cdot 10^{-3}$
	6.0		$1.01 \cdot 10^{-2}$
S2	2.0	$1.59 \cdot 10^{-5}$	$7.57 \cdot 10^{-3}$
	4.0		$1.51 \cdot 10^{-2}$
	6.0		$2.27 \cdot 10^{-2}$
S3	2.0	$5.50 \cdot 10^{-6}$	$2.62 \cdot 10^{-3}$
	4.0		$5.23 \cdot 10^{-3}$
	6.0		$7.85 \cdot 10^{-3}$
S4	2.0	$3.14 \cdot 10^{-6}$	$1.49 \cdot 10^{-3}$
	4.0		$2.98 \cdot 10^{-3}$
	6.0		$4.48 \cdot 10^{-3}$

S5	2.0	$4.90 \cdot 10^{-6}$	$2.33 \cdot 10^{-3}$
	4.0		$4.66 \cdot 10^{-3}$
	6.0		$6.99 \cdot 10^{-3}$
S6	2.0	$7.85 \cdot 10^{-7}$	$3.68 \cdot 10^{-4}$
	4.0		$7.38 \cdot 10^{-4}$
	6.0		$1.10 \cdot 10^{-3}$
S7	2.0	$1.57 \cdot 10^{-6}$	$0.75 \cdot 10^{-3}$
	4.0		$1.49 \cdot 10^{-3}$
	6.0		$2.24 \cdot 10^{-3}$
S8	2.0	$1.57 \cdot 10^{-6}$	$0.75 \cdot 10^{-3}$
	4.0		$1.49 \cdot 10^{-3}$
	6.0		$2.24 \cdot 10^{-3}$
S9	2.0	$2.11 \cdot 10^{-5}$	$9.91 \cdot 10^{-3}$
	4.0		$20.1 \cdot 10^{-3}$
	6.0		$30.1 \cdot 10^{-3}$
E1	2.0	$4.81 \cdot 10^{-5}$	$22.6 \cdot 10^{-3}$
	4.0		$45.2 \cdot 10^{-3}$
	6.0		$67.8 \cdot 10^{-3}$
SILVENT 501	2.0	$1.96 \cdot 10^{-6}$	$0.92 \cdot 10^{-3}$
	4.0		$1.80 \cdot 10^{-3}$
	6.0		$2.70 \cdot 10^{-3}$
B1	2.0	$3.30 \cdot 10^{-6}$	$1.60 \cdot 10^{-3}$
	4.0		$3.10 \cdot 10^{-3}$
	6.0		$4.60 \cdot 10^{-3}$
SILVENT 500	2.0	$2.00 \cdot 10^{-5}$	$9.40 \cdot 10^{-3}$
	4.0		$19.0 \cdot 10^{-3}$
	6.0		$28.0 \cdot 10^{-3}$

4.4 MEDIÇÕES DE VAZÃO EM BOCAIS DE AR COMPRIMIDO

As medições de vazão de ar dos bocais estudados foram feitas utilizando-se o medidor de placa de orifício, já descrito anteriormente.

A construção deste medidor foi realizada tendo como base a norma ISO 5167 [26].

Após o conhecimento das vazões mássicas dos bocais estudados neste trabalho, foi feita uma verificação destes resultados experimentais, comparando-os com os obtidos teoricamente (item 4.3). Depois, as velocidades de jato nos bocais foram quantificadas.

4.4.1 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

O princípio do método de medição consiste na introdução de uma placa de orifício dentro de um tubo no qual o ar circula. A introdução da placa cria uma diferença de pressão estática antes e depois da placa. A vazão pode ser determinada a partir do valor medido desta pressão diferencial e do conhecimento da Mecânica do fluido.

Isto pode ser feito desde que a vazão mássica esteja relacionada com a pressão diferencial.

As variáveis primárias no uso do medidor de placa de orifício são: o diâmetro da secção, localização das tomadas de pressão e as características do orifício. As tomadas de pressão foram colocadas a meio diâmetro à jusante e a um diâmetro à montante da placa de orifício. Como a localização destas influencia o coeficiente de escoamento empiricamente determinado, devem-se seleccionar valores de literatura para K , consistentes com essas localizações.

A figura 38 ilustra uma instalação típica de um medidor de placa de orifício.

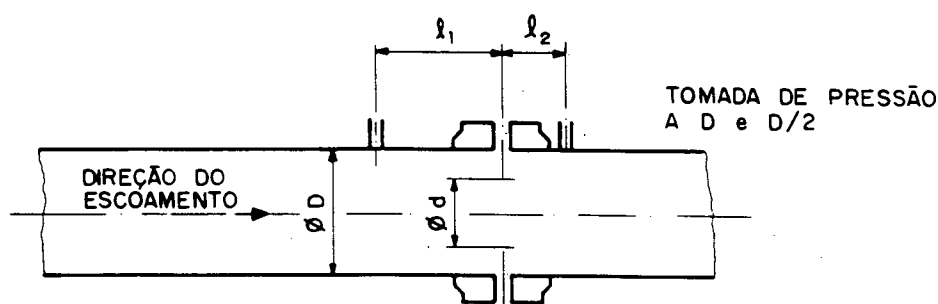


FIGURA 38 - MEDIDOR DE PLACA DE ORIFÍCIO - ISO 5167 [26].

As recomendações da Norma ISO 5167 para a construção do medidor de placa de orifício são as seguintes:

1) DIÂMETRO DO ORIFÍCIO (d)

O diâmetro (d) do orifício deve ser em qualquer caso, igual ou maior que 12,5 mm. A razão $\beta = d/D$ é sempre igual ou maior que 0.20 ou 0.23 e menor ou igual a 0.75 ou 0.80, de acordo com o tipo de placa de orifício usado.

Baseado nesta recomendação, utilizou-se $\beta = 0.25$ com um diâmetro interno da tubulação igual a 50.80 mm.

2) TOMADAS DE PRESSÃO - D e $D/2$

O comprimento da tubulação é encontrado sabendo-se que a distância l_1 , vista na figura 38, é numericamente igual a D . Já a distância l_2 é igual a $0.5 D$, para $\beta \leq 0.6$.

Portanto, neste caso:

$$l_1 = 50.80 \text{ mm}$$

$$l_2 = 25.40 \text{ mm}$$

3) Foi utilizado um tubo galvanizado para a medição de vazão e, sabendo-se que a determinação da perda de carga é dependente da rugosidade da tubulação num escoamento turbulento. Porém, no escoamento laminar, o fator de fricção é uma função de Reynolds e, independe da rugosidade.

A fim de dimensionar o diâmetro da placa de orifício, assume-se que a faixa de vazão mássica (\dot{m}) dos bocais analisados esteja entre:

$$10^{-3} \leq \dot{m} \leq 10^{-2} \quad (\text{kg/s})$$

→ baseado nas propriedades de estagnação isentrópicas locais para um bocal com diâmetro de 2 mm.

Como é sabido, o número de Reynolds é dado por:

$$R_D = \frac{D \rho V}{\mu}$$

onde:

D - diâmetro interno da tubulação (m)

ρ - densidade do fluido (kg/m^3)

μ - viscosidade do fluido (N.s/m^2)

V - velocidade do fluido (m/s)

Sabendo que:

$$\dot{m} = \rho V A$$

e:

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad \rightarrow \quad \text{Área do bocal (m}^2\text{)}$$

vem que:

$$R_D = \frac{4 \dot{m}}{\pi \mu D}$$

Portanto, para $\dot{m} = 10^{-3}$ e 10^{-2} (kg/s), tem-se que:

$$R_D \Big|_{\min} = \frac{4 \times 10^{-3}}{\pi \times 1.8 \cdot 10^{-5} \times 50.80 \times 10^{-3}} \cong 10^3$$

$$R_D \Big|_{\max} = \frac{4 \times 10^{-2}}{\pi \times 1.8 \cdot 10^{-5} \times 50.80 \times 10^{-3}} \cong 10^4$$

Segundo a Norma ISO 5167:

$$R_d = R_D \times \beta^{-1}$$

onde:

R_d - número de Reynolds para o diâmetro do orifício

R_D - número de Reynolds para o diâmetro da tubulação

Sendo

$$R_D \Big|_{\max} = 1.4 \cdot 10^4 \quad \text{e} \quad \beta = 0.25,$$

$$\rightarrow R_d \Big|_{\max} = 5.6 \cdot 10^4$$

implicando que

$$\boxed{d = 12.5 \text{ mm}}$$

Caso Re experimental seja $\cong 10^3$, através do diagrama de Moody [23] pode-se verificar que a condição para escoamento laminar é que $Re < 2000$, o que mostra que a rugosidade não influencia a perda de carga.

Pode-se ainda, a partir da faixa de vazão teoricamente determinada, obter a ordem de grandeza da velocidade do escoamento dentro da tubulação.

Assim,

$$\dot{m} = \rho_1 V_1 A$$

onde:

$$\rho_1 = 1.2 \cdot 10^{-5} P_1$$

$$A = 1.9 \cdot 10^{-9} \text{ (m}^2\text{)} = \text{Área da secção da tubulação}$$

No caso de $\dot{m} = 10^{-2} \text{ kg/s}$ e $P_1 = 7.0 \cdot 10^5 \text{ Pa}$,

$$V_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_1 A} = 0.63 \text{ m/s}$$

e para $\dot{m} = 10^{-3} \text{ kg/s}$ e $P_1 = 7.0 \cdot 10^5 \text{ Pa}$,

$$V_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_1 A} = 0.063 \text{ m/s}$$

Portanto, pode-se notar que a velocidade do escoamento na tubulação é muito pequena, o que caracteriza uma situação onde o escoamento é considerado incompressível, ou seja, a velocidade de escoamento é pequena em relação à velocidade do som no fluido.

A partir do conhecimento dos parâmetros envolvidos na equação (4.2), pode-se determinar as vazões mássicas para cada bocal analisado:

1. O fator de expansão Y , pode ser determinado para medidores de placa de orifício obedecendo a seguinte relação:

$$Y = 1 - (0.41 + 0.35 \beta^4) \frac{\Delta P}{k \cdot P_1}$$

e:

$$\beta = 0.25$$

$$k = 1.4 \text{ (ar)}$$

$$P_1 = \text{Pressão antes do orifício (Pa)}$$

Portanto,

$$Y = 1 - \frac{0.294 \Delta P}{k \cdot P_1} \quad (4.8)$$

Conforme pode ser verificado na equação (4.8), o fator Y é função da perda de carga e da pressão P_1 , determinados experimentalmente.

2. O coeficiente de fluxo K , pode ser determinado a partir de dois parâmetros chamados C (coeficiente de descarga) e, M (fator geométrico).

O coeficiente de descarga C é fornecido através da equação de Stolz [26]:

$$C = 0.5959 + 0.0312 \beta^{2.1} - 0.1840 \beta^8 + 0.0029 \beta^{2.5}$$

$$\left[\frac{10^6}{R_D} \right]^{0.75} + 0.0390 L_1 \beta^4 (1 - \beta^4)^{-1} - 0.0337 L_2' \beta^3$$

onde:

$$L_1 = \frac{l_1}{D},$$

isto é, L_1 é o quociente entre a distância da tomada de pressão antes da placa e o diâmetro da tubulação e,

$$L_2' = \frac{l_2'}{D},$$

isto é, L_2' é o quociente entre a distância da tomada de pressão depois da placa e o diâmetro da tubulação.

Para tomadas de pressão a D e D/2 :

$$L_1 = 1 \quad \text{e} \quad L_2' = 0.47$$

Portanto:

$$C = 0.5975 + \frac{2.877}{R_D^{0.75}}$$

O coeficiente de fluxo é dado por [26]:

$$K = C \cdot M$$

O fator geométrico, por sua vez, é determinado através de [26]:

$$M = 1 / \sqrt{1 - (A_2/A_1)^2} = 1.002$$

Portanto:

$$K = 0.5987 + \frac{2.883}{R_D^{0.75}}$$

3. A massa específica ρ_1 é dada por:

$$\rho_1 = \frac{P_1}{R \cdot T} = 1.20 \cdot 10^{-5} \cdot P_1$$

$$R = 287 \text{ N.m/kg.K}$$

$$T = 295 \text{ K}$$

4. O número de Reynolds para este caso é dado por:

$$R_D = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \mu D} = 1.41 \cdot 10^6 \cdot \dot{m}$$

Substituindo cada parâmetro determinado nos passos anteriores na equação (4.2), temos:

$$\dot{m} = 1.002 \times \left[0.5975 + \frac{2.877}{R_D^{0.75}} \right] \times \left[1 - \frac{0.294 \Delta P}{P_1} \right] \times 1.26 \cdot 10^{-4} \times \sqrt{2 \Delta P \rho_1} \quad (\text{kg/s})$$

(4.9)

A perda de carga ΔP no orifício foi medida através de um transdutor de pressão diferencial (PDI - HBMD, com faixa de operação de 0.01 bar. Esta faixa foi determinada a partir de ensaios preliminares no medidor de placa, os quais permitiram uma primeira estimativa da perda de carga com um manômetro de coluna d'água. O resultado foi uma pressão diferencial equivalente a 2 cm na coluna. Isto representa 0.02 % de pressão diferencial. Com a utilização de uma ponte amplificadora foi possível medir as perdas de carga no orifício e com isto determinar a vazão mássica (conforme figura 32).

Foi elaborado um programa para a resolução numérica da equação (4.9), e este encontra-se no Apêndice II.

Os resultados das vazões mássicas para cada bocal estudado podem ser encontrados na Tabela 28 e figuras 40 a 46.

4.5 QUANTIFICAÇÃO DA VELOCIDADE DO JATO NO BOCAL.

Depois de conhecidas as vazões mássicas para cada bocal obtidas experimentalmente, pode-se quantificar a velocidade do jato através das seguintes considerações, conforme figura 39:

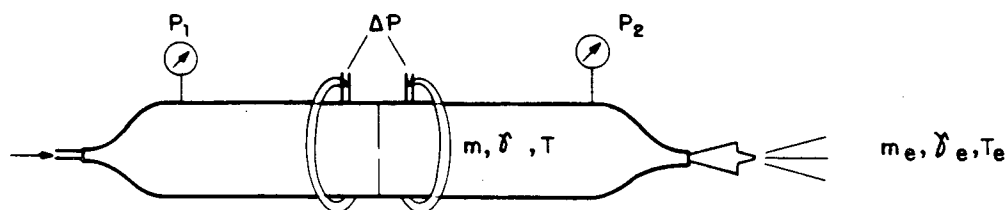


FIGURA 39 - VELOCIDADE DO JATO NO BOCAL .

TABELA 28 - VALORES DE VAZÃO MÁSSICA DOS BOCAIS

BOCAL	PRESSÕES		ΔP	VAZÃO MÁSSICA CALCULADA
	P1 (Pa)	P2 (Pa)		(kg/s)
1	200063.2	200000.0	63.24	$1.3365 \cdot 10^{-3}$
	300071.9	300000.0	71.92	$1.7404 \cdot 10^{-3}$
	400108.5	400000.0	108.50	$2.4606 \cdot 10^{-3}$
	500136.4	500000.0	136.40	$3.0796 \cdot 10^{-3}$
	600161.2	600000.0	161.20	$3.6634 \cdot 10^{-3}$
	700182.0	700000.0	182.00	$4.2012 \cdot 10^{-3}$
2	200161.2	200000.0	161.20	$2.1236 \cdot 10^{-3}$
	300210.8	300000.0	210.80	$2.9664 \cdot 10^{-3}$
	400291.4	400000.0	291.40	$4.0198 \cdot 10^{-3}$
	500359.6	500000.0	359.60	$4.9872 \cdot 10^{-3}$
	600409.2	600000.0	409.20	$5.8237 \cdot 10^{-3}$
	700458.8	700000.0	458.80	$6.6572 \cdot 10^{-3}$
3	200086.8	200000.0	86.80	$1.5629 \cdot 10^{-3}$
	300117.8	300000.0	117.80	$2.2223 \cdot 10^{-3}$
	400148.8	400000.0	148.80	$2.8783 \cdot 10^{-3}$
	500198.4	500000.0	198.40	$3.7098 \cdot 10^{-3}$
	600235.6	600000.0	235.60	$4.4243 \cdot 10^{-3}$
	700260.4	700000.0	260.40	$5.0209 \cdot 10^{-3}$
4	200050.0	200000.0	50.00	$1.1901 \cdot 10^{-3}$
	300087.2	300000.0	87.20	$1.9146 \cdot 10^{-3}$
	400124.4	400000.0	124.40	$2.6334 \cdot 10^{-3}$
	500198.4	500000.0	198.40	$3.7098 \cdot 10^{-3}$
	600248.0	600000.0	248.00	$4.5387 \cdot 10^{-3}$
	700278.4	700000.0	278.40	$5.1908 \cdot 10^{-3}$
5	200111.6	200000.0	111.60	$1.7699 \cdot 10^{-3}$
	300142.6	300000.0	142.60	$2.4432 \cdot 10^{-3}$
	400204.6	400000.0	204.60	$3.3716 \cdot 10^{-3}$
	500260.4	500000.0	260.40	$4.2471 \cdot 10^{-3}$
	600297.6	600000.0	297.60	$4.9698 \cdot 10^{-3}$
	700347.2	700000.0	347.20	$5.7941 \cdot 10^{-3}$
6	200032.0	200000.0	32.00	$9.5519 \cdot 10^{-4}$
	300063.0	300000.0	63.00	$1.6299 \cdot 10^{-3}$
	400087.8	400000.0	87.80	$2.2154 \cdot 10^{-3}$
	500102.3	500000.0	102.30	$2.6696 \cdot 10^{-3}$
	600125.0	600000.0	125.00	$3.2284 \cdot 10^{-3}$
	700155.0	700000.0	155.00	$3.8787 \cdot 10^{-3}$

BOCAL	PRESSÕES		ΔP	VAZÃO MÁSSICA CALCULADA
	P1 (Pa)	P2 (Pa)		
7	200052.7	200000.0	52.70	$1.2214 \cdot 10^{-3}$
	300062.0	300000.0	62.00	$1.6171 \cdot 10^{-3}$
	400071.3	400000.0	71.30	$1.9982 \cdot 10^{-3}$
	500193.0	500000.0	93.00	$2.5463 \cdot 10^{-3}$
	600111.6	600000.0	111.60	$3.0515 \cdot 10^{-3}$
	700130.2	700000.0	130.20	$3.5567 \cdot 10^{-3}$
S	200421.6	200000.0	421.60	$3.4232 \cdot 10^{-3}$
	300545.6	300000.0	545.60	$4.7605 \cdot 10^{-3}$
	400682.0	400000.0	682.00	$6.1387 \cdot 10^{-3}$
	500868.0	500000.0	868.00	$7.7363 \cdot 10^{-3}$
	540930.0	540000.0	930.00	$8.3200 \cdot 10^{-3}$
S1	200194.4	200000.0	194.40	$2.3303 \cdot 10^{-3}$
	300285.2	300000.0	285.20	$3.4473 \cdot 10^{-3}$
	400359.6	400000.0	359.60	$4.4632 \cdot 10^{-3}$
	500446.4	500000.0	446.40	$5.5540 \cdot 10^{-3}$
	600520.8	600000.0	520.80	$6.5672 \cdot 10^{-3}$
	670570.4	670000.0	570.40	$7.2599 \cdot 10^{-3}$
S2	200334.8	200000.0	334.80	$3.0525 \cdot 10^{-3}$
	300471.2	300000.0	471.20	$4.4254 \cdot 10^{-3}$
	400570.4	400000.0	570.40	$5.6158 \cdot 10^{-3}$
	500719.2	500000.0	719.20	$7.0439 \cdot 10^{-3}$
S3	200148.8	200000.0	148.80	$2.0410 \cdot 10^{-3}$
	300204.6	300000.0	204.60	$2.9228 \cdot 10^{-3}$
	400260.4	400000.0	260.40	$3.8011 \cdot 10^{-3}$
	500322.4	500000.0	322.40	$4.7233 \cdot 10^{-3}$
	600372.0	600000.0	372.00	$5.5537 \cdot 10^{-3}$
	680396.8	680000.0	396.80	$6.1039 \cdot 10^{-3}$
S4	200071.3	200000.0	71.30	$1.4181 \cdot 10^{-4}$
	300096.1	300000.0	96.10	$2.0090 \cdot 10^{-3}$
	400117.8	400000.0	117.80	$2.5631 \cdot 10^{-3}$
	500148.8	500000.0	148.80	$3.2156 \cdot 10^{-3}$
	600173.6	600000.0	173.60	$3.8008 \cdot 10^{-3}$
	700201.5	700000.0	201.50	$4.4194 \cdot 10^{-3}$

BOCAL	PRESSÕES		ΔP	VAZÃO MÁSSICA CALCULADA
	P1 (Pa)	P2 (Pa)		(kg/s)
S5	200148.8	200000.0	148.80	$2.0410 \cdot 10^{-3}$
	300204.6	300000.0	204.60	$2.9228 \cdot 10^{-3}$
	400254.2	400000.0	254.20	$3.7558 \cdot 10^{-3}$
	500310.0	500000.0	310.00	$4.6320 \cdot 10^{-3}$
	600359.6	600000.0	359.60	$5.4608 \cdot 10^{-3}$
	700427.8	700000.0	427.80	$6.4291 \cdot 10^{-3}$
S6	200018.6	200000.0	18.60	$7.3164 \cdot 10^{-4}$
	300020.0	300000.0	20.00	$9.2531 \cdot 10^{-4}$
	400022.0	400000.0	22.00	$1.1174 \cdot 10^{-3}$
	500024.2	500000.0	24.20	$1.3064 \cdot 10^{-3}$
	600025.3	600000.0	25.30	$1.4625 \cdot 10^{-3}$
	720027.0	720000.0	27.00	$1.6528 \cdot 10^{-3}$
S7	200021.0	200000.0	21.00	$7.7654 \cdot 10^{-4}$
	300050.0	300000.0	50.00	$1.4539 \cdot 10^{-3}$
	400065.2	400000.0	65.20	$1.9116 \cdot 10^{-3}$
	500068.2	500000.0	68.20	$2.1832 \cdot 10^{-3}$
	600074.6	600000.0	74.60	$2.4985 \cdot 10^{-3}$
	700093.0	700000.0	93.00	$3.0092 \cdot 10^{-3}$
S8	200020.0	200000.0	20.00	$7.5816 \cdot 10^{-4}$
	300048.9	300000.0	48.90	$1.4380 \cdot 10^{-3}$
	400064.5	400000.0	64.50	$1.9014 \cdot 10^{-3}$
	500069.0	500000.0	69.00	$2.1959 \cdot 10^{-3}$
	600085.3	600000.0	85.30	$2.6703 \cdot 10^{-3}$
	700094.0	700000.0	94.00	$3.0251 \cdot 10^{-3}$
S9	200053.3	200000.0	53.32	$1.2285 \cdot 10^{-3}$
	300086.8	300000.0	86.80	$1.9102 \cdot 10^{-3}$
	400116.6	400000.0	116.60	$2.5501 \cdot 10^{-3}$
	500145.7	500000.0	145.70	$3.1821 \cdot 10^{-3}$
	600170.5	600000.0	170.50	$3.7669 \cdot 10^{-3}$
	700204.6	700000.0	204.60	$4.4531 \cdot 10^{-3}$
E1	200310.0	200000.0	310.00	$2.9379 \cdot 10^{-3}$
	300458.8	300000.0	458.80	$4.3670 \cdot 10^{-3}$
	400607.6	400000.0	607.60	$5.7954 \cdot 10^{-3}$
	460694.4	460000.0	694.40	$6.6403 \cdot 10^{-3}$

BOCAL	PRESSÕES		ΔP	VAZÃO MÁSSICA CALCULADA
	P1 (Pa)	P2 (Pa)		(kg/s)
SILV 500	200161.2	200000.0	161.20	$2.1234 \cdot 10^{-3}$
	300235.6	300000.0	235.60	$3.1350 \cdot 10^{-3}$
	400291.4	400000.0	291.40	$4.0198 \cdot 10^{-3}$
	500359.6	500000.0	359.60	$4.9871 \cdot 10^{-3}$
	600421.6	600000.0	421.60	$5.9110 \cdot 10^{-3}$
	670446.4	670000.0	446.4	$6.4252 \cdot 10^{-3}$
SILV 501	200032.0	200000.0	32.00	$9.5519 \cdot 10^{-4}$
	300058.5	300000.0	58.50	$1.5713 \cdot 10^{-3}$
	400079.3	400000.0	79.30	$2.1063 \cdot 10^{-3}$
	500085.7	500000.0	85.70	$2.4450 \cdot 10^{-3}$
	600094.0	600000.0	94.00	$2.8022 \cdot 10^{-3}$
B1	200074.4	200000.0	74.40	$1.4482 \cdot 10^{-3}$
	300100.0	300000.0	100.00	$2.0490 \cdot 10^{-3}$
	400210.5	400000.0	210.50	$3.4196 \cdot 10^{-3}$
	500250.0	500000.0	250.00	$4.1618 \cdot 10^{-3}$
	600265.0	600000.0	265.00	$4.6909 \cdot 10^{-3}$
	700300.0	700000.0	300.00	$5.3875 \cdot 10^{-3}$

a) As vazões mássicas m_1 e m_2 são iguais.

b) As massas específicas ρ_1 e ρ_2 são distintas, pois no caso do jato de ar comprimido, a velocidade do escoamento no bocal aproxima-se da velocidade sônica e, por esta razão, o escoamento é compressível, sendo:

$$\rho = \frac{P_2}{R T} \quad \text{e} \quad \rho_o = \frac{P_o}{R T_o}$$

onde:

ρ_o = Massa específica na garganta do bocal (kg/m^3)

T_o = Temperatura na garganta do bocal (K)

P_o = Pressão na garganta do bocal (Pa)

Sabendo-se que [23]:

$$P_o = 0.529 \times P_2$$

e assumindo a pressão máxima igual a $7.0 \cdot 10^5$ Pa, vem:

$$P_o = 3.7 \cdot 10^5 \text{ (Pa)}$$

c) A temperatura na garganta do bocal pode ser calculada através de [23]:

$$T_o = 0.833 T$$

Sendo $T = 295$ K, vem:

$$T_o = 245.7 \text{ (K)}$$

Destas considerações, a massa específica ρ_o será:

$$\rho_e = \frac{3.7 \cdot 10^5}{287 \times 245.7} = 5.25 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

Sabendo que a vazão mássica é dada por:

$$\dot{m} = \rho_e V_e A$$

onde

$$A = \text{Área do bocal (m}^2\text{)}$$

e, considerando que a faixa experimental da vazão mássica para os bocais estudados situa-se entre:

$$10^{-4} \leq \dot{m} \leq 10^{-3}$$

e, as áreas do bocais variam entre:

$$10^{-7} \leq A \leq 10^{-5}$$

a velocidade do jato no bocal é dada por:

$$V_e = \frac{\dot{m}}{\rho_e A}$$

cujo resultado para alguns bocais analisados, encontra-se na Tabela 29.

TABELA 29 - VELOCIDADE DO JATO NO ORIFÍCIO DO BOCAL

BOCAL	VELOCIDADE (m/s)	N MACH
1	352.4	1.02
2	316.6	0.92
3	337.2	0.98
4	379.1	1.10
5	309.4	0.90
6	325.4	0.95
7	276.0	0.80
S1	361.1	1.05
S2	375.4	1.08
S3	299.0	0.88
S4	280.6	0.82
S6	377.3	1.10
S7	371.7	1.08
S8	375.4	1.09

4.6 ANÁLISE DOS RESULTADOS.

Através do levantamento das curvas de vazão mássica versus pressão do reservatório par cada grupo de bocais estudados, pode-se perceber que a dependência entre a vazão e a pressão do reservatório é linear acima da pressão crítica (1.89 kgf/cm^2) quando a pressão depois do bocal é atmosférica.

A análise dos resultados de vazão mássica obtidos experimentalmente será tratada com base nos grupos de bocais mencionados no capítulo III.

GRUPO 1 - O crescimento da vazão mássica para os bocais 1 e 2, à medida que a pressão do reservatório aumenta, assume a mesma forma e é proporcional ao tamanho do orifício de saída, conforme pode ser observado na figura 40.

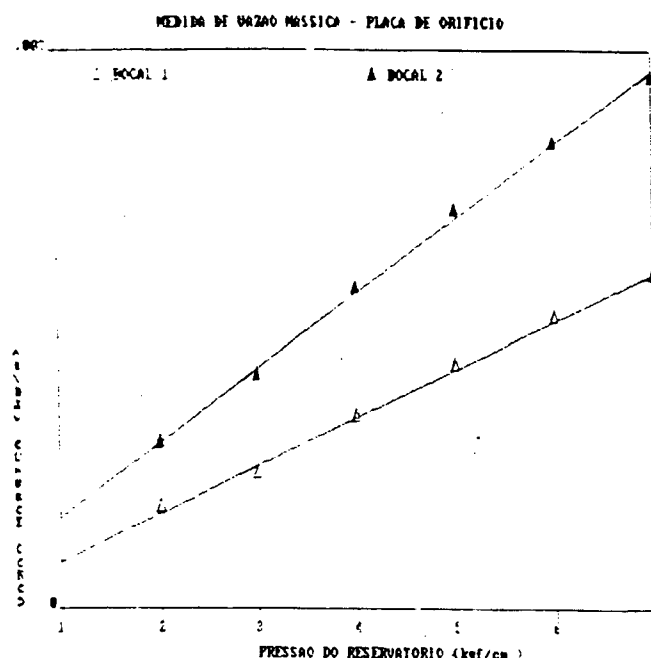


FIGURA 40 - VAZÃO MÁSSICA X PRESSÃO DO RESERVATÓRIO - GRUPO 1

GRUPO 2 - Neste caso, o bocal 5, possui uma vazão maior que os bocais 3 e 4, por ter um orifício de saída maior. Porém, no caso dos outros bocais, esta não seria uma justificativa, já que o bocal 3 apresenta um orifício maior que o 4 e sua vazão é menor. Este efeito pode estar ligado à válvula destes últimos bocais, permitindo que a vazão que escoar através dos bocais, não seja a real (vide figura 41).

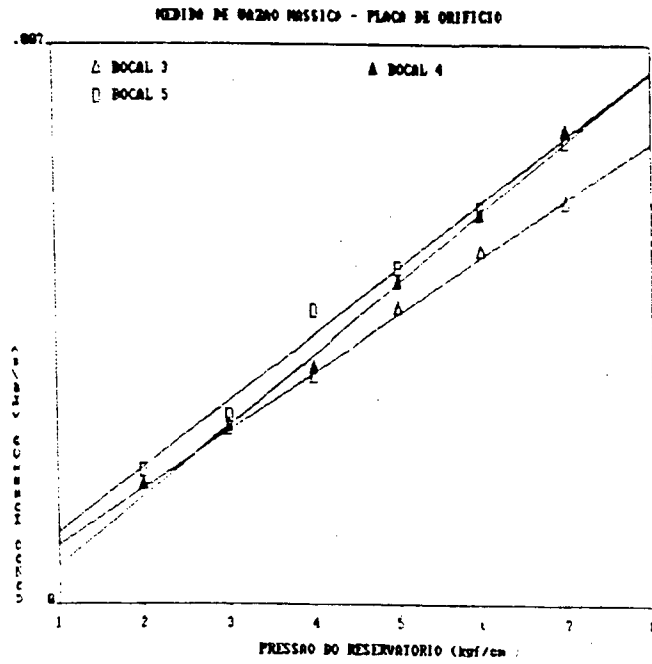


FIGURA 41 - VAZÃO MÁSSICA X PRESSÃO DO RESERVATÓRIO - GRUPO 2

GRUPO 3 - Neste caso, a vazão mássica do bocal 6 é praticamente a mesma que a do bocal 7, visto suas áreas de saída serem semelhantes (vide figura 42).

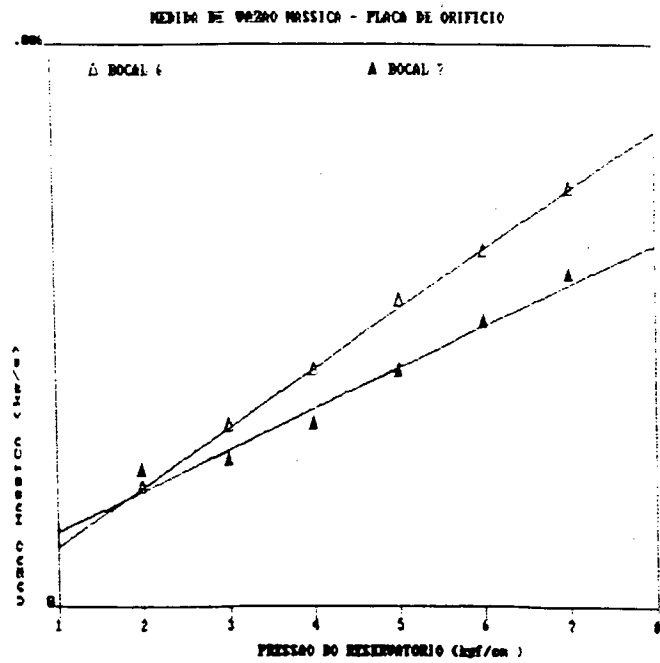


FIGURA 42 - VAZÃO MÁSSICA X PRESSÃO DO RESERVATÓRIO - GRUPO 3

GRUPO 4 - Estes bocais apresentam a mesma característica de construção, sendo que os jatos são provenientes de áreas anelares. A vazão mássica destes bocais aumenta à medida que o número de orifícios de saída do jato secundário aumenta. É interessante notar que a vazão mássica do bocal S2 aumenta rapidamente com o crescimento da pressão do reservatório. Isto pode ser justificado pela área deste bocal ser 10 vezes maior em relação às áreas dos outros bocais pertencentes a este grupo (vide figura 43).

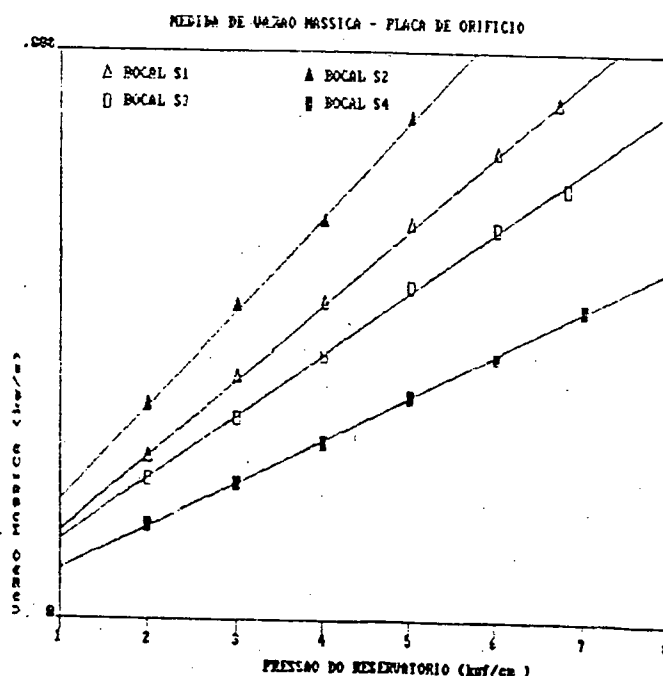


FIGURA 43 - VAZÃO MÁSSICA X PRESSÃO DO RESERVATÓRIO - GRUPO 4

GRUPO 5 - O bocal S5 apresenta uma área de saída maior que o bocal S6, possuindo jato central e secundário, o que induz a uma vazão substancialmente maior (vide figura 44).

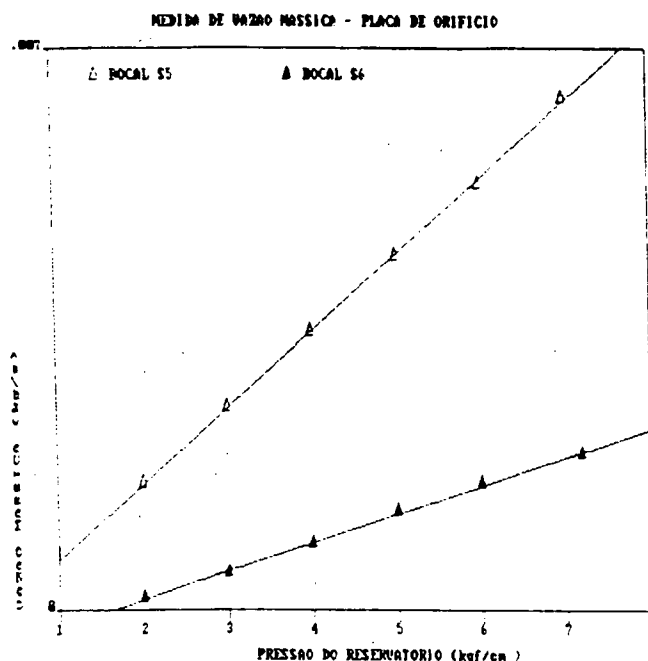


FIGURA 44 - VAZÃO MÁSSICA X PRESSÃO DO RESERVATÓRIO - GRUPO 5

GRUPO 6 - Os bocais S7 e S8 apresentam mesmo projeto de construção e mesmo orifício de saída e, portanto, a vazão mássica é a mesma. Conforme mostrado na figura 45, as curvas para estes bocais quase sempre se sobrepõem. Já o bocal S9 possui um material dissipador de energia no fluxo principal do jato, fazendo com que surja resistência ao escoamento e, portanto, mesmo com a presença do jato secundário e central, o bocal S9 possui quase que a mesma vazão comparativamente aos bocais S7 e S8.

O bocal E1, pertence a mesma linha de projeto, porém possui uma área de saída quase três vezes maior que a do bocal S9, com a vantagem que seu material dissipador não oferece tanta resistência ao fluxo, como no caso anterior, fazendo com que a uma pressão de reservatório de 5 kgf/cm^2 , este possua uma vazão três vezes maior, relativamente aos demais (vide figura 45).

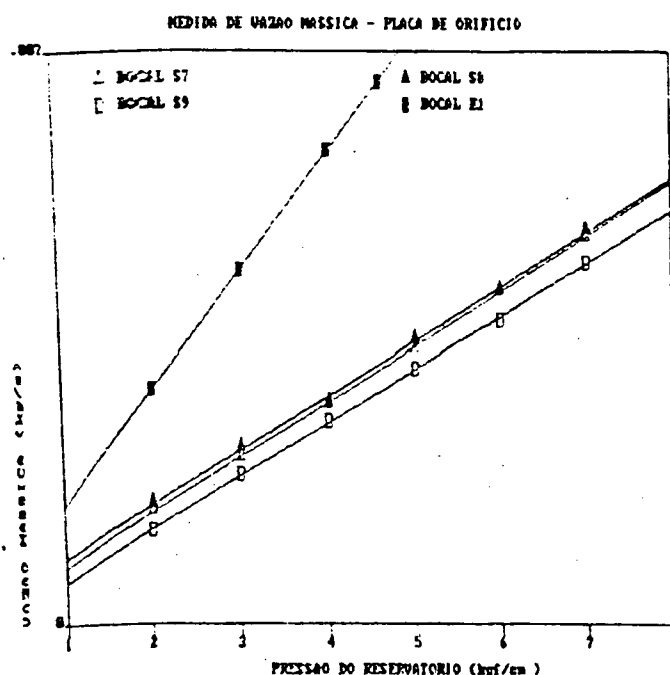


FIGURA 45 - VAZÃO MÁSSICA X PRESSÃO DO RESERVATÓRIO - GRUPO 6

GRUPO 7 - Os dados de vazão dos bocais Silvent 500 e 501 foram determinados, conferindo com os fornecidos pelo fabricante, e são idênticos (vide figura 46). O bocal S apresenta um crescimento rápido da vazão com o aumento da pressão e pode ser comparado com o desempenho do bocal S2 (figura 43), sendo que estes dois bocais apresentam a mesma área de saída.

4.7 CONCLUSÕES

Neste capítulo verificou-se que existe uma relação linear entre a vazão mássica e a pressão de reservatório, podendo esta assumir uma inclinação maior, caso a área de saída do bocal seja comparativamente maior em relação a outros bocais.

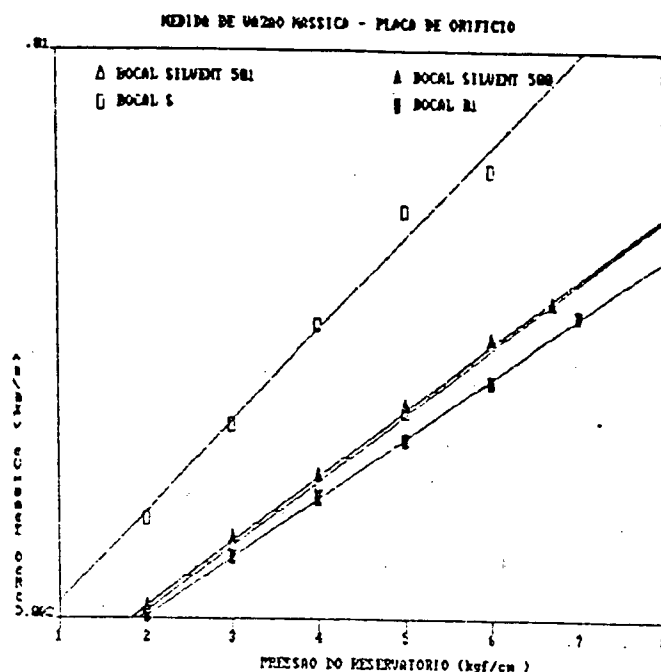


FIGURA 46 - VAZÃO MÁSSICA X PRESSÃO DO RESERVATÓRIO - GRUPO 7

Foi possível também, comparar as vazões mássicas experimentais com as teóricas, obtidas na condição crítica, notando-se que os valores se aproximam. Isto acontece devido ao fato que, excedida a razão de pressões $P/P^* = 1.89$, os bocais serão sônicos ($M = 1.0$). Os resultados indicam a ausência de um escoamento supersônico ($M > 1.0$), o que é de se esperar, já que os bocais são convergentes.

A velocidade no bocal foi calculada tomando como base as menores áreas dos bocais de jato com escoamento secundário ou primário. A velocidade não foi obtida para bocais que possuem combinações destes dois escoamentos. Isto é justificado pelo fato de que não é possível estimar uma velocidade média de jato para bocais que apresentem mais de uma área de saída de fluxo. Neste caso é preciso determinar a velocidade em cada orifício. Uma sugestão para estudos posteriores, seria estudar o perfil do escoamento e a geometria destes tipos de bocais com

escoamentos primário e secundário e com materiais difusores no orifício central (S5, S9, E1, Silvent 500 e 501).

Em termos de vazão, os bocais que apresentam os melhores desempenhos são:

BOCAIS MERCADO NACIONAL - 2

BOCAIS IMPORTADOS - E1

BOCAIS PROJETADOS NESTE TRABALHO - S, S2

Isto significa que estes bocais apresentam boas características de consumo de ar por unidade de tempo. Estas características devem atender à exigência de qualidade do trabalho a ser executado, ou seja, funções que empregam alto consumo de ar, como por exemplo, na limpeza de peças, são indicadas para estes bocais.

Estes resultados vêm de encontro aos resultados obtidos na bibliografia [01,17] para quatro bocais com diâmetros comparativos aos bocais estudados nesta dissertação (2.0 mm) sendo que as vazões mássicas encontram-se na faixa de $1.25 \cdot 10^{-3}$ a $5.0 \cdot 10^{-3}$.

CAPITULO V

RUIDO DE JATOS

5.1 INTRODUÇÃO

Existem dois tipos de ruído gerado por jatos. A primeira fonte é o próprio escoamento livre à alta velocidade e a segunda ocorre quando da interação entre o escoamento e superfícies sólidas. Esta última fonte não foi analisada neste trabalho.

Um grande número de estudos têm sido realizados para o desenvolvimento de motores de aviões mais silenciosos e os resultados indicaram que o ruído depende primeiramente da área de abertura do bocal e da velocidade do escoamento [12].

A figura 47 apresenta diversos modelos de bocais sendo que alguns destes foram reproduzidos neste trabalho. Estes bocais são comercializados no mercado internacional. O primeiro bocal trata-se de um convencional cilíndrico; o segundo bocal é composto por um sistema multi-tubos e; o terceiro é formado por multi-orifícios, mostrando ser o mais silencioso. A diferença de nível de pressão sonora entre eles depende da pressão de trabalho e das perdas internas. Os bocais Airmiser, PM pistol tipo T e SN 250, foram criados a partir do modelo Coanda.

Este capítulo visa apresentar, além da pesquisa bibliográfica realizada sobre ruído de jatos industriais, os resultados das medições de potência sonora e pressão sonora para alguns bocais do mercado nacional, importados e para os modelos projetados no Laboratório de Acústica.

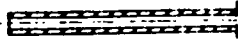
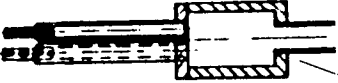


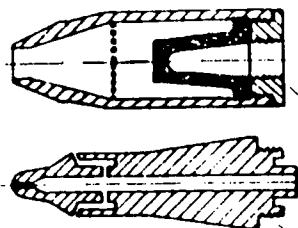

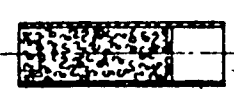
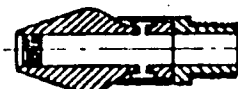


TIPO/ DESIGNAÇÃO		CONSTRUÇÃO/ FABRICANTE	NPS dBC(A) 1 m - 90°
	tubular	ϕ_{nt} 4 mm	97
	multitubo	4 tubos // ϕ 2mm, l=80mm	94
	multiorificio	14 orifícios ϕ 1mm, l=15mm	88
	Rubber	Sweden ϕ 8mm	94
	ISI-SBH-38	USA ϕ_{ext} 11,5 mm	71
	PM-PISTOL T	Sweden	88
	Airmiser	USA	88
	FLO-125	USA	64
	SN-250	USA	79
	-	Sweden ϕ 3mm	93

FIGURA 47 - MODELOS DE BOCAIS DISPONÍVEIS NO MERCADO INTERNACIONAL [12].

5.2 ESTUDOS REALIZADOS EM RUÍDO DE JATOS INDUSTRIAIS

Um número considerável de trabalhos contribuíram para a redução de ruído de jatos, porém os mais relacionados a jatos industriais são:

1. A dependência do diâmetro do bocal com o nível de potência

sonora (dB(A)) foi estudada para ruído de jatos turbulentos por D. Maa e P. Li [103]. Medidas em bocais de vários diâmetros mostraram que o nível de potência sonora em dB (A), varia aproximadamente com a terceira potência do diâmetro do bocal para vazões mássicas similares e, portanto, a redução do diâmetro do bocal pode servir como base para a redução do ruído do jato.

O nível de pressão sonora do ruído turbulento depende da pressão de estagnação. A figura 48 mostra uma família de curvas de NPS - dB do ruído de jato turbulento em relação à $\frac{P_1 - P_0}{P_0} = R - 1$, onde $R = P_1/P_0$ é a razão da pressão de estagnação sobre a pressão atmosférica. Os valores para diferentes diâmetros ligam-se formando linhas paralelas. A curva mostra que o NPS (L) aumenta linearmente com o logaritmo de (R-1). O aumento de L é aproximadamente igual a 6,9 dB para cada dobro do valor de pressão e então, L é determinado por $(R-1)^{2.3}$. Este fator pode ser escrito como $\frac{(R-1)^4}{(R-0.5)^2}$.

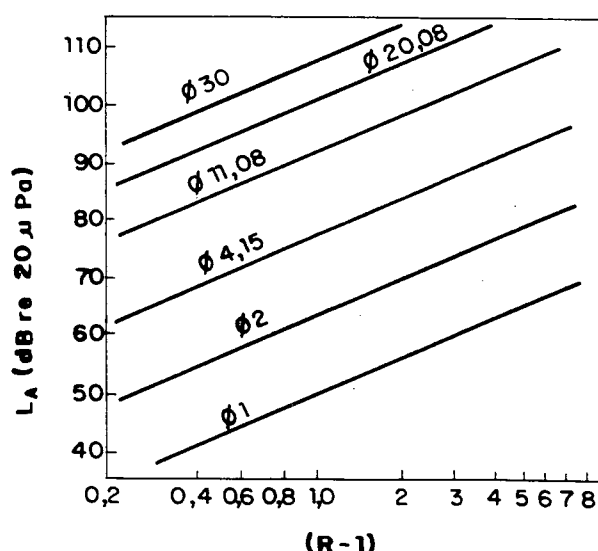


FIGURA 48 - VARIAÇÃO DO NPS dBC(A) COM O FATOR (R-1) [112].

Concluí-se, portanto, que este fator aplica-se na predição da dependência do ruído de jato turbulento com a pressão de estagnação. Comparado com os valores absolutos obtidos nas medições, o nível de pressão sonora (L) do jato turbulento a um metro do bocal e a 90° em relação ao eixo do jato, pode ser escrito como:

$$L = 80 + 20 \log \frac{(R-1)^2}{R-0.5} + 20 \log d \quad (\text{dB}) \quad (5.1)$$

onde, d é o diâmetro do bocal (mm).

O significado do fator $\frac{(R-1)^4}{(R-0.5)^2}$ é encontrado quando a

equação (5.1) é comparada com a Lei da oitava potência da velocidade do fluxo de Lighthill:

$$W = 3 \cdot 10^{-5} \frac{\rho_0 V^8 D^2}{c_0^5} \quad (5.2)$$

com D = diâmetro do bocal (m)

Esta equação apresenta boa concordância com os valores experimentais de diferentes fontes para escoamentos subsônicos. A intensidade média gerada por esta potência (W) a 1m de distância do bocal é:

$$I = \frac{W}{4\pi} = 11,25 \cdot 10^{-5} \left[\frac{V}{c_0} \right]^8 d^2 \quad (5.3)$$

sabendo-se que:

$$\rho_0 = 1,21 \text{ kg/m}^3$$

$$c_0 = 343 \text{ m/s}$$

d = diâmetro do bocal (mm)

O nível de pressão sonora médio é:

$$L_{\text{Lighthill}} = 80,5 + 40 \log \left[\frac{V}{c_0} \right]^2 + 20 \log d \quad (\text{dB}) \quad (5.4)$$

onde da equação de Bernoulli, tem-se que:

$$\left[\frac{V}{c_0} \right]^2 = \left[\frac{2}{k-1} \right] \left[1 - R^{-(k-1)/k} \right] \quad (5.5)$$

Expandindo o lado direito desta equação, tem-se:

$$\left[\frac{V}{c_0} \right]^2 \cong (R-1)/(R-0.5)^{1/2}$$

e a equação (5.4) torna-se:

$$L_{\text{Lighthill}} = 80,5 + 20 \log [(R-1)^2/(R-0.5)] + 20 \log d \quad (\text{dB})$$

As comparações da equação (5.1) com a (5.4) são mostradas na tabela 30. Conclui-se que a equação (5.1) é uma aproximação da lei V^8 de Lighthill aplicado a condições subsônicas.

O nível de pressão sonora em dB(A) é sugerido como o que causa efeitos perigosos do ruído de jato na audição. Quando o bocal de jato é pequeno, ou seja, um diâmetro de poucos milímetros, o ruído de choque ocorre a frequências acima da faixa de audio de interesse e a contribuição do ruído de turbulência ao nível de pressão sonora ponderado na curva A, consiste em uma pequena parte do seu espectro. Analisando somente a contribuição do ruído de turbulência, Gierke, Olsen e Friedman [13], normalizaram dados de espectros de ruídos de bocais e sugeriram a equação descrita abaixo como uma equação para o espectro normalizado (figura 49).

$$y = (4/\pi) (x + 1/x)^{-2} \quad (5.6)$$

onde:

$$y = W^{-1} (dW_f / dx) = W^{-1} (dW_f / df) \times (V_{co} / 5 D c)$$

e

$$x = (5 f D / V) (c / c_0) \quad (5.7)$$

W = potência sonora total (dB)

dW_f/dx = potência sonora no intervalo x

dW_f/df = densidade espectral

TABELA 30 - COMPARAÇÃO DAS EQUAÇÕES (5.1) E (5.4).

R - 1	0.01	0.05	0.1	0.5	0.893 ¹
L (dB)	5.9	33.2	44.4	68.0	75.2
L _{LIGHT} (dB)	6.6	34.1	45.4	70.0	77.3

¹ Bocal estrangulado

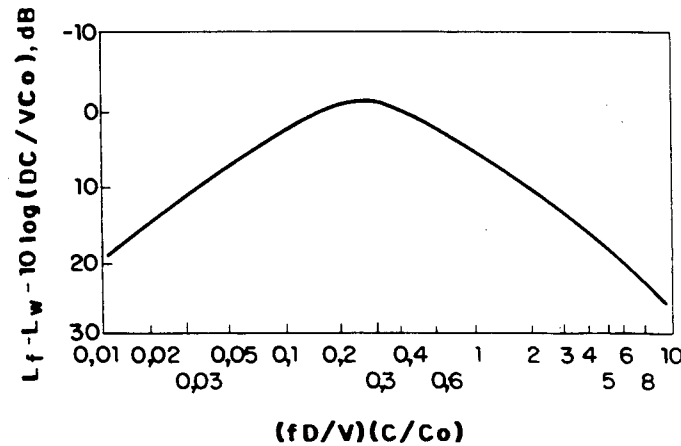


FIGURA 49 - ESPECTRO NORMALIZADO DA POTENCIA SONORA DO JATO[13]

A sugestão apresentada para calcular a potência sonora ponderada em A, foi a integração da densidade espectral entre as bandas de oitava de 500 Hz a 8000 Hz, inclusive. Então, das equações (5.6) e (5.7), vem:

$$\frac{W_A}{W} = \int_0^{X_A} y \, dx = \left[\frac{2}{\pi} \right] \left[\tan^{-1} X_A - \frac{X_A}{(1 + X_A^2)} \right] \quad (5.8)$$

onde:

W_A = potência sonora - dB(A)

X_A = valor de x no final da banda de oitava de 8000 Hz

$$X_A = 0,165 d \left(\frac{c}{v} \right)$$

Das equações (5.1) e (5.8), o nível de pressão sonora do jato turbulento LA a 1m do bocal e na direção perpendicular ao seu eixo é:

$$LA_{90^\circ} = 80 + 20 \log \frac{(R-1)^2}{R-0.5} + 20 \log d + 10 \log \left\{ \frac{2}{\pi} \left[\operatorname{tg}^{-1} X_A - \frac{X_A}{1-X_A^2} \right] \right\} \quad (5.8)$$

2. O trabalho de P.Li e Halliwell [01,17] reporta alguns dos resultados obtidos a partir de um programa de pesquisa do Instituto de Som e Vibrações da Universidade de Southampton, o qual examina o desempenho de bocais do tipo Coanda em termos da redução de ruído.

Um diagrama destes bocais foi apresentado na figura 21. Eles são "Thruster", "Soundscreen" e "Agron", chamados assim pelos seus fabricantes.

O nível de pressão sonora produzido por cada jato a um metro de distância da saída do bocal e a 90° em relação ao seu eixo foi monitorado em condições anecóicas e medido com um medidor de nível sonoro de precisão.

Definiu-se a "Redução de ruído"(NR) para bocais convergentes como sendo a diferença do nível de ruído (LA_{90°) medido e o predito (equação 5.8) [03].

Definindo d em relação à área equivalente (AE) do bocal

como $d = [4 \times AE/\pi]^{1/2}$, pode-se utilizar a equação (5.8) para calcular um nível de pressão sonora de referência $(LA90^0)_r$ para comparar com o valor real medido $(LA90^0)_m$.

Portanto a "redução de ruído" (NR) é dada por:

$$NR = (LA90^0)_r - (LA90^0)_m$$

onde:

$LA90^0_r$ = nível de pressão sonora de referência

$LA90^0_m$ = nível de pressão sonora medido

A figura 50 abaixo mostra o desempenho na redução de ruído dos quatro bocais Coanda versus a pressão do reservatório [1,16,17].

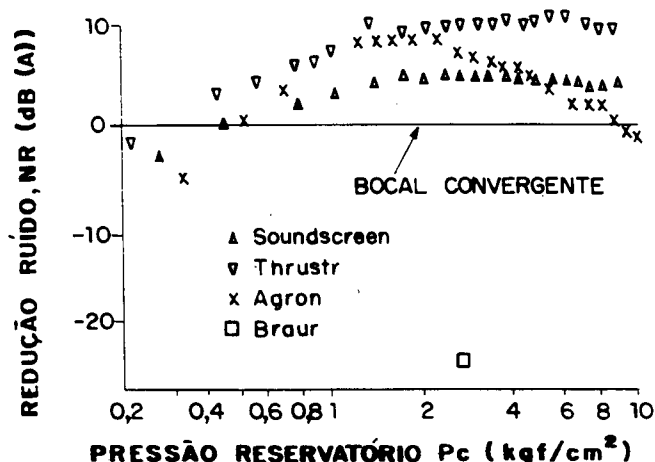


FIGURA 50 - REDUÇÃO DE RUÍDO X PRESSÃO DO RESERVATÓRIO [16].

As figuras 51 e 52 mostram que a dependência de $LA90^0$ com a pressão do reservatório para os bocais "Soundscreen" e "Thruster" é similar a de um bocal convergente, acima de um

valor de pressão igual a 2 kgf/cm^2 .

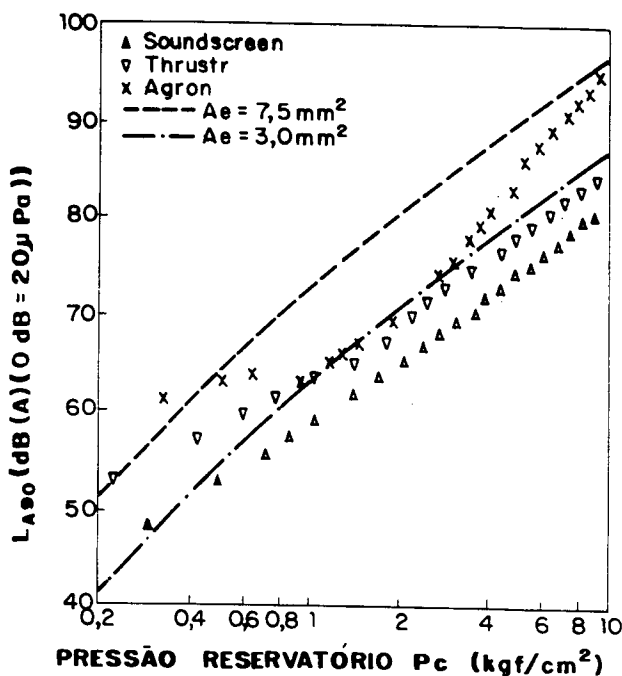


FIGURA 51 - NÍVEL DE PRESSÃO SONORA A 1m DO BOCAL E A 90 GRAUS EM RELAÇÃO AO EIXO DO JATO [1,16,17]

Pode-se escrever:

$$L_{A90} = B + 20 \log \frac{(R-1)^2}{(R-0.5)} \quad \text{dB(A)}, R > 2$$

onde B assume valores de 63 e 66 para os bocais "Soundscreen" e "Thrustr", respectivamente.

O estudo também mostra a diretividade dos bocais que assume ser assimétrica. O ângulo θ é definido como o ângulo inclinado em relação ao eixo do bocal. A raiz média quadrática da pressão sonora (P^2_{rms}) sobre uma superfície esférica centrada na saída do bocal pode ser calculada de acordo com a equação (5.10) [17]:

$$\begin{aligned} \overline{P^2_{rms}} &= \frac{1}{4\pi r^2} \int_0^\pi P^2_{rms}(\theta) 2\pi r \sin\theta d\theta \\ &= \frac{1}{2} \int_0^\pi P^2_{rms} \sin\theta d\theta \cong \frac{1}{4} \sum_{n=1}^{36} P^2_{rms}(\theta_n) \sin\theta_n \Delta\theta \end{aligned} \quad (5.10)$$

No experimento:

$$\theta_n = 5^\circ, 15^\circ, 25^\circ, \dots, 355^\circ$$

$$\Delta\theta = 10^\circ = 0.087 \text{ rad}$$

sendo que,

$$LA_{avg} = 10 \log \left[\frac{\overline{P^2_{rms}}}{P^2_r} \right] \quad (\text{dB})$$

onde: $P_r = 20\mu\text{Pa}$

LA_{avg} = nível de pressão sonora médio

Os valores de $LA_{avg} - LA_{90^\circ}$ e $LA_{max} - LA_{90^\circ}$ versus a pressão do reservatório são plotados nas figuras 52 (a) e (b), respectivamente. LA_{max} representa o nível sonoro pico na diretividade. [1,16,17]

Pode-se observar que os valores $(LA_{avg} - LA_{90^\circ})$ e $(LA_{avg} - LA_{max})$ são aproximadamente constantes acima de um valor de pressão de reservatório igual a 1.0 kgf/cm^2 para todos os bocais Coanda, exceto para o Agron.

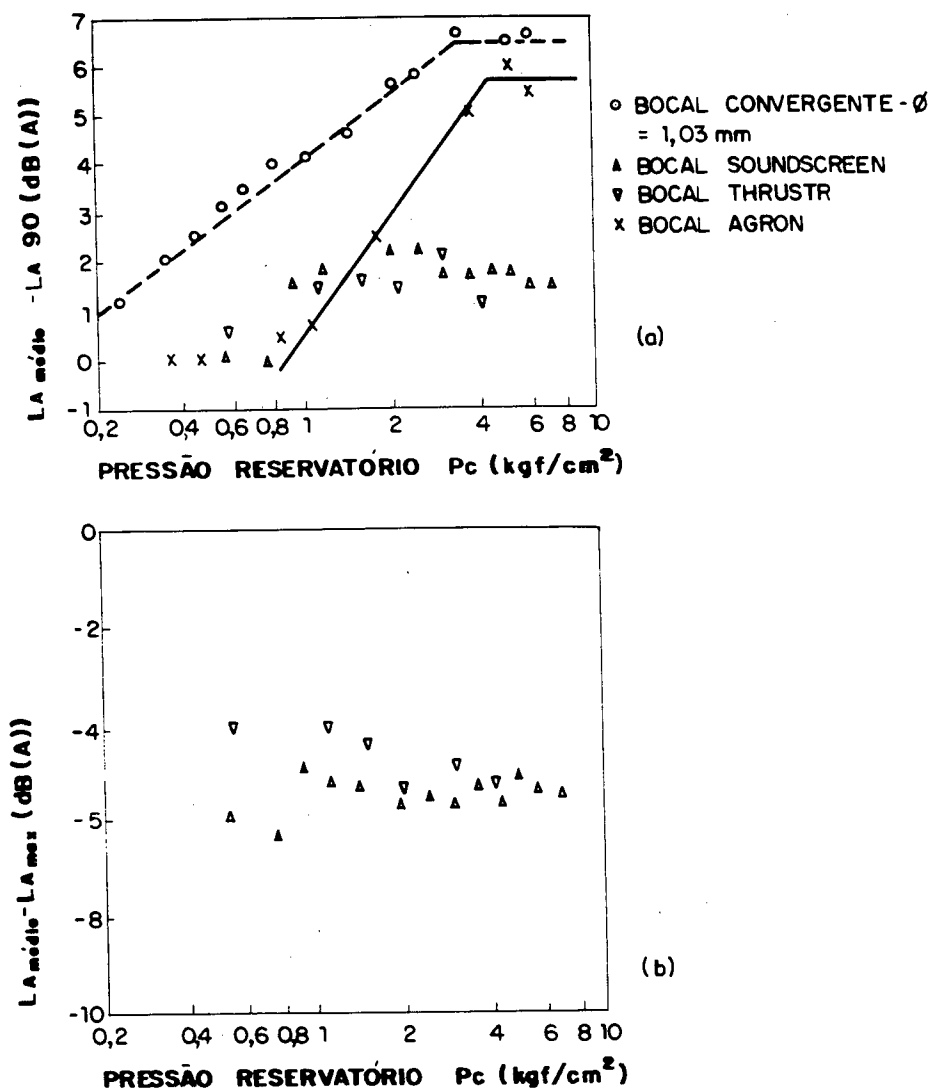


FIGURA 52 - $LA_{médio} - LA_{90^{\circ}}$ e $LA_{médio} - LA_{MAX}$ X PRESSÃO DO RESERVATÓRIO [04].

O valor médio de $LA_{avg} - LA_{90^{\circ}}$ dos três bocais Coanda sobre uma pressão de reservatório acima de 1 kgf/cm² é 1.8 ± 0.4 dB(A). Por consequência o nível de potência sonora NWS pode ser expresso como:

$$NWS = LA_{90^{\circ}} + (LA_{avg} - LA_{90^{\circ}}) + 10 \log(4\pi r^2)$$

sendo $LA_{avg} - LA_{90^{\circ}} = 1,8 \pm 0,4$ dB(A), resulta:

$$\cong LA_{90^{\circ}} + 13 \text{ dB(A)} \quad \text{com } r = 1.0 \text{ m}$$

Pode-se concluir a partir do estudo da força (Cap. III) e do ruído, de jato que o nível sonoro para uma dada força de jato é um dos critérios mais importantes para ser considerado na seleção de bocais de jato. Em geral, os bocais testados foram menos ruidosos sob condições de baixa força do que alta força, sugerindo a possibilidade do agrupamento de jatos para aumentar a eficiência de força, conservando baixo o ruído.

A partir destas conclusões introduziu-se a "Classificação dos índices de bocais do tipo Coanda" baseado em quatro características fundamentais:

LA_{90}^0 = Nível sonoro a 90^0 do eixo do jato

F_{ST} = Força Total ou Thrust (Cap III)

NR = Redução de ruído

η = Eficiência de força de jato (Cap. III) ,

as quais dependem da pressão do reservatório.

Para finalidades de uso industrial é mais interessante e útil deduzir um valor médio para cada característica, assumindo uma faixa típica de utilização de pressões de reservatório, e defini-la como uma classificação de índices para o bocal.

A faixa de pressões utilizada na indústria de 4 a 8 kgf/cm^2 . Portanto, os índices abaixo na Tabela 31 são fornecidos com base nesta faixa.

Os jatos industriais, os quais empregam o efeito Coanda, oferecem a vantagem da significativa redução de ruído quando comparados com bocais simples convergentes ou cilíndricos, mantendo um alto grau de força de jato.

TABELA 31 - CLASSIFICAÇÃO DOS INDICES DE BOCAIS [02,04,17,29].

BOCAL	La_{90}^0 (dB(A))	F_{ST} (kgf)	NR(dB(A))	η_T
"Soundscreen"	75.2	0.13	4.3	0.71
"Agron"	86.5	0.31	2.6	0.65
"Thrustr"	78.7	0.18	10.7	0.42
Convencional ¹	102.6	0.97	0.0	0.54

¹ Diâmetro de saída 6mm e comprimento 150 mm

3. Um outro estudo [21] mostrou que medições de ruído para diferentes valores de força de jato foram efetuadas sob condições semi-anecóicas usando níveis de pressão sonora ponderados em A, sendo estes associados ao risco auditivo de trabalhadores.

Três tipos de bocais foram testados: bocal convencional cilíndrico 6 mm, tradicionalmente usado para ejetar peças de prensas; bocal simples convergente com câmara de expansão e bocal amplificador (figuras 17 e 18 - Cap. III). O desempenho do bocal convencional foi utilizado como base para comparação com os resultados obtidos para outros bocais.

Os resultados dos testes de ruído podem ser vistos na figura 20 - Cap.III, devido ao fato de terem sido obtidos paralelamente ao teste de força de jato.

Neste estudo, particularmente, considerou-se como ilustração, a simulação das condições reais de operação da ejeção de peças em uma prensa. Os bocais foram colocados no espaço entre a matriz-ferramenta (figura 53) para simular condições típicas de operação de ejeção. A distância

bico/ferramenta era de 100 mm. As medidas de pressão sonora foram tomadas a um metro do bocal a 90 graus do eixo do jato. (depois de ajustada a pressão que fornece 1.5 N de força) para diferentes folgas do conjunto matriz/ferramenta.

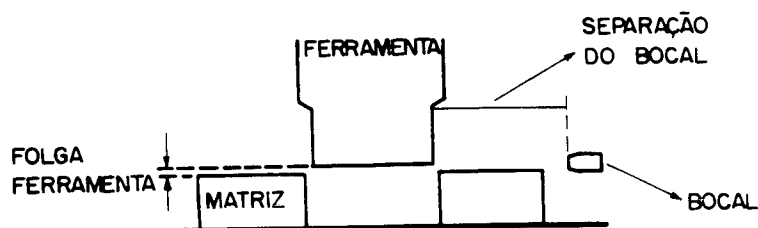


FIGURA 53 - SIMULAÇÃO DE EJEÇÃO DE PEÇAS [21].

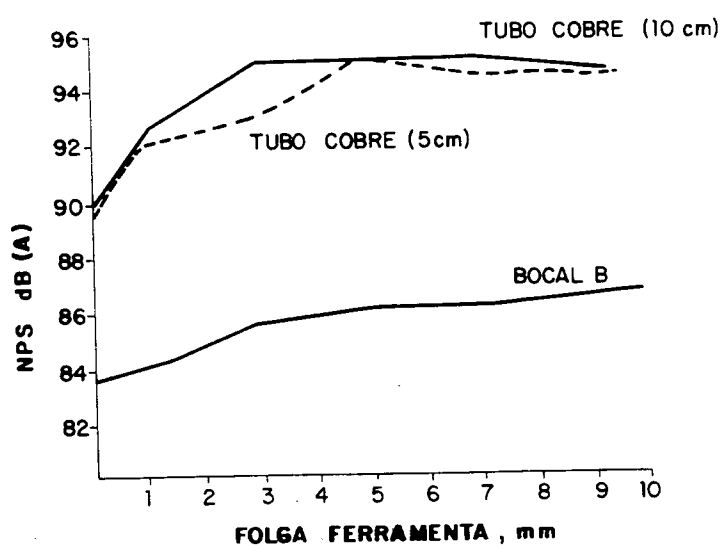


FIGURA 54 - NPS dB(A) X FOLGA DA PRENSA (FORÇA $150 \cdot 10^{-2}$ N) [21]

Os resultados (figura 54) demonstram o considerável efeito da folga da ferramenta no ruído gerado, e também mostram a superioridade do bocal amplificador em relação ao convencional.

4. Há duas principais aplicações industriais para a força de jato [12]. Um tipo de aplicação envolve a força distribuída numa larga superfície colocada em frente ao bocal. Esta aplicação poderia incluir alguns processos como limpeza ou secagem de peças, na qual a velocidade do jato no centro do fluxo não é tão importante quanto a distribuição equivalente da força em cima de grandes áreas. Para este tipo de aplicação, o bocal multiorifícios demonstrou bons resultados. Neste exemplo, um bocal convencional cilíndrico de diâmetro de saída de 4,76mm é substituído por um bocal com 5 orifícios de 1.59 mm de diâmetro. Pela expansão do fluxo e redução da velocidade média é possível proporcionar a mesma força numa grande área do que aquela gerada com uma única abertura.

A segunda aplicação está relacionada com a ejeção de peças de matrizes em prensas, utilizando a força do jato para esta finalidade. Comparando acusticamente os bocais ejetores, encontrar-se-ia que o ruído produzido varia da mesma forma que a pressão de impacto. Então, a partir do espectro da figura 55, pode ser visto que um bocal multitubos permite a ejeção com uma apreciável redução de ruído, em especial nas altas frequências.

O mesmo espectro (obtido a uma pressão de reservatório de 2.2 bar e a 90 cm de distância da saída do bocal) mostra uma redução de 7 dB no nível de potência sonora nas bandas de 2400 a 4800 Hz. É interessante notar que o nível sonoro, nestas bandas, para os bocais multitubos, aumenta mais rapidamente com a pressão de entrada do que para o bocal com abertura simples e para o bocal multiorifícios.

Os resultados deste estudo de bocais de ar indicam que os procedimentos descritos abaixo reduzirão consideravelmente o ruído da ejeção e limpeza.

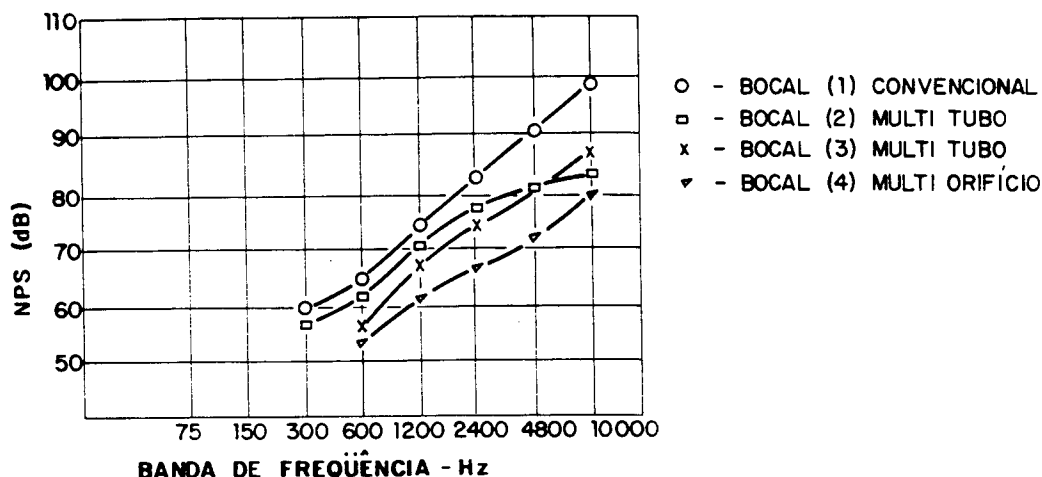


FIGURA 55 - ESPECTRO DO NPS DE BOCAIS [12].

a. Nas operações de limpeza, o bocal de múltiplos orifícios proporciona adequada limpeza ou secagem, com menor ruído.

b. Nas operações de ejeção, a máxima redução pode ser conseguida utilizando-se um bocal com vários tubos a baixa pressão, porém colocado o mais próximo possível da peça a ser ejetada.

5. Lord, Evensen e Stein [05] testaram bocais ejetores de peças sob condições contínuas de fluxo. O sistema de medição apresentado na figura 56.

O teste foi realizado numa câmara semi-reverberante. A configuração foi considerada representativa de várias aplicações industriais. A força do jato foi controlada por um regulador de ar na junção da mangueira e da linha de pressão. O nível de pressão sonora ponderado em A foi medido a 90° do eixo do jato numa distância de 60 cm do orifício do bocal e a força do jato e o nível de pressão sonora foram registrados em condições de fluxo estacionário. Um dos critérios mais

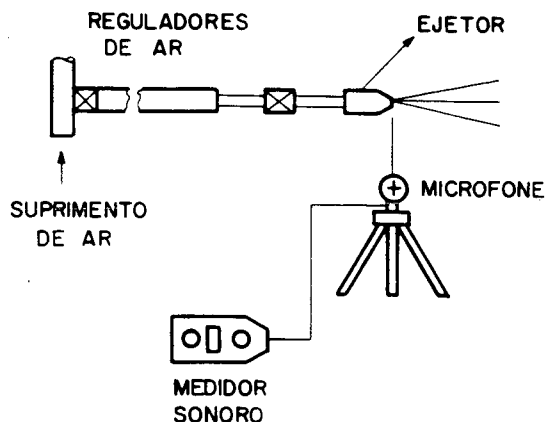


FIGURA 56 - MEDIÇÃO DE PRESSÃO SONORA DE BOCAIS EJTORES [05].

importantes para a avaliação de bocais ejtores segundo Lord, Evensen e Stein, portanto, é o nível de ruído produzido para uma dada força de jato. Foram testados alguns bocais ejtores de 6,35 e 15 mm de diâmetro.

Foram obtidas forças de jato maiores que 9,0 N num alvo localizado a 30cm do bocal, com uma pressão de 7 kgf/cm^2 para ambos os tamanhos de bocais testados. O aumento no nível sonoro, quando a força é dobrada, foi de 8 a 10 dB(A). Este resultado sugere que um método para o controle de ruído mais efetivo, seria reunir vários bocais com baixa força de jato para obter um bocal com alta força de jato, que é o desejado.

Analisando os resultados das figuras 57 e 58, vê-se que a diferença no nível de pressão sonora por unidade de força entre os bocais mais eficientes e os menos eficientes testados

foi de 2 a 9 dBC(A) para os bocais de 6,35 mm e de 4 a 13 dBC(A) para os de 15 mm.

O efeito da inserção de um regulador de ar, no ruído de um bocal, em um circuito pressurizado, próximo ao bocal, empregado no controle da força do jato, é mostrado na Tabela 32.

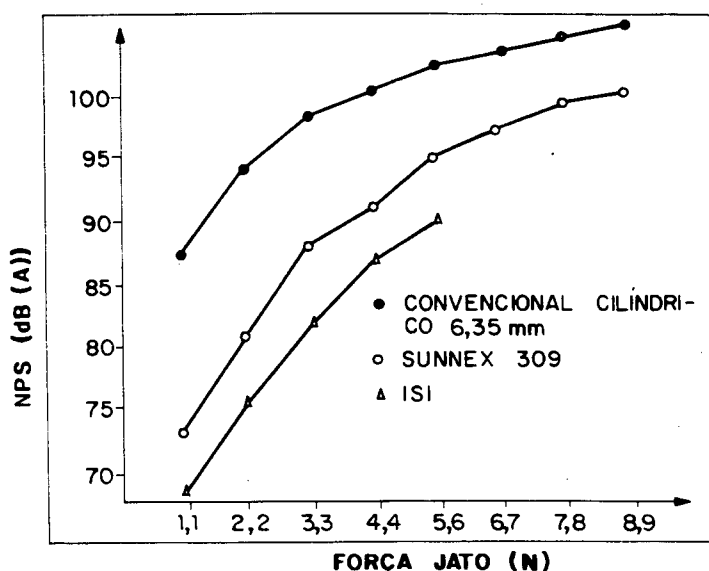


FIGURA 57 - NÍVEL DE PRESSÃO SONORA PARA BOCAIS DE 6,35mm [05]

A baixas forças de jato o regulador é parcialmente aberto, o que ocasiona uma constrição ao fluxo. O ruído gerado pelo ar turbulento devido à constrição foi a maior fonte de ruído e causou aumentos nos níveis de ruído acima de 15 dBC(A) para bocais convencionais e acima de 17 dBC(A) para bocais silenciosos. Quando a válvula do regulador foi aberta para permitir maior força, o silenciador tornou-se a maior restrição ao fluxo e o jato a maior fonte de ruído.

Os valores negativos mostrados na Tabela 32 são justificados pela diminuição no nível de ruído devido à inserção do regulador de ar, indicando que o jato foi mais silencioso com o regulador inserido no circuito do que sem ele.

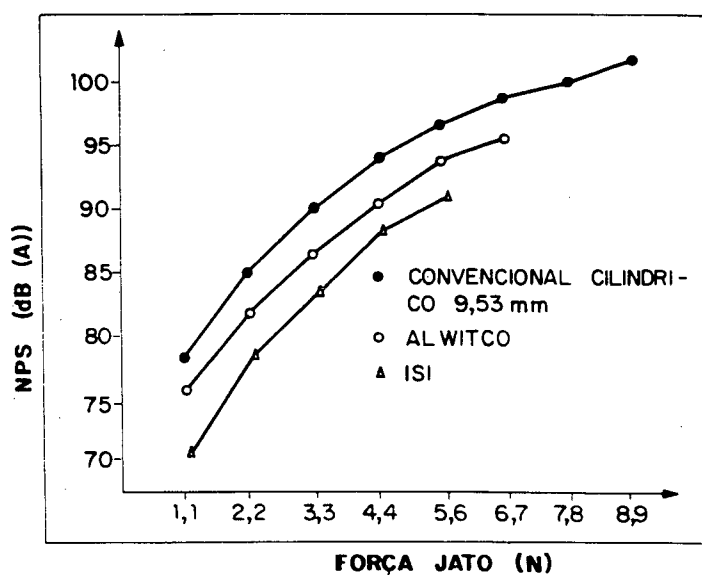


FIGURA 58 - NÍVEL DE PRESSÃO SONORA PARA BOCAIS DE 9,53mm [05]

TABELA 32 - AUMENTO NO NÍVEL SONORO DEVIDO A INSERÇÃO DA VALVULA - dB(A)

BOCAL	FORÇA (oz.)				
	4	8	16	20	24
Convencional 9.53mm	+13	+12	-	-	-
Hush-flo	+0	-	-	-	-
Sunnex	+17	+10	+2	-1	-1
Alwitco	+12	+8	+4	-	-
Convencional 6.35mm	+15	+10	+3	+1	+0
Hush-flo	+1	-	-	-	-
Alwitco	+9	+3	-3	-	-

Dois outros trabalhos apresentam a redução de ruído em

bocais modificados, para várias pressões de reservatório, em ruído de jato livre e obstruído [27,31].

Para suprimir o ruído em motores turbinados, em alguns casos, foram desenvolvidos bocais multitubos [32]. O conceito de dois jatos paralelos forma o elemento básico para o estudo do bocal multitubos. Foram analisados parâmetros geométricos (espaço entre tubos, tamanho dos tubos, etc), parâmetros de escoamento utilizando um par de jatos coplanares, sendo que as medições acústicas foram realizadas em um meio anecóico.

Algumas conclusões foram retiradas deste estudo, dentre elas as seguintes:

- a. Dois jatos de fluxo paralelo, com a mesma vazão, podem ser 3 dB mais silenciosos que um jato equivalente com único fluxo.
- b. Dois jatos de fluxo paralelo, tornam-se mais silenciosos quando o espaço entre eles é reduzido.

Um outro trabalho investigou as características acústicas e de escoamento de um jato supersônico [33].

Já o estudo de ruído de combustão gerado por bocais Coanda [34,35], considera a Teoria da Estrutura do escoamento de Lighthill, para comprovar os resultados experimentais da medição de potência sonora.

Dois outros trabalhos desenvolvem técnicas de avaliação de desempenho de silenciadores para descarga de ar em bocais [36,37].

As características do escoamento de jatos subsônicos axissimétricos [22], formados por um arranjo circular de bocais igualmente espaçados, foram investigadas e comparadas com as de um bocal simples equivalente. Este estudo comparou os perfis de velocidade na região de transição dos jatos do arranjo circular e do jato simples e, determinou a força total dos jatos, com o

objetivo de verificar a possibilidade de usar um arranjo de bocais, para formar um jato mais eficiente, o qual permitisse reduzir a velocidade e, conseqüentemente, o ruído gerado.

Os resultados encontrados foram:

- a. O perfil de velocidade dos jatos desviou-se, substancialmente, do perfil normal de velocidade de um jato circular simples.
- b. O bocal de jato simples tem uma força mais eficiente do que um jato com múltiplos bocais.
- c. O jato com múltiplos bocais pode ser utilizado em aplicações onde a difusão do fluxo e o perfil de velocidade do jato sejam importantes.

5.3 MEDIÇÃO DE RUÍDO

5.3.1 INTRODUÇÃO

As características da geração de ruído de uma fonte sonora não são suficientemente bem descritas pela medição de pressão sonora. Isto é justificado pelo fato de que o nível de pressão sonora depende da distância entre a fonte e o ponto de medição, bem como do meio de propagação.

O parâmetro absoluto para a quantificação de ruído de fontes sonoras é a potência acústica total radiada, a qual independe da distância entre a fonte e o ponto de medição e também independe do meio acústico.

Existem vários métodos diferentes que podem ser utilizados para a medição de potência acústica em laboratório. Existem aqueles que efetuam medições em campo livre, utilizando uma câmara anecóica, que além de medir potência acústica,

também é utilizada para medir diretividade de fontes sonoras. Este método não pode ser explorado devido à não conclusão da câmara anecóica no Laboratório de Vibrações e Acústica da UFSC. Um outro método de medição de potência acústica envolve medidas diretas no campo difuso, que é encontrado em uma câmara reverberante. Medições de potência por comparação com uma fonte de referência calibrada e, medições por intensidade sonora, também são realizadas em câmara reverberante.

Este estudo utilizou um campo difuso para a determinação da potência sonora de bocais de jato pelo método da comparação, utilizando um analisador FFT HP5451-C.

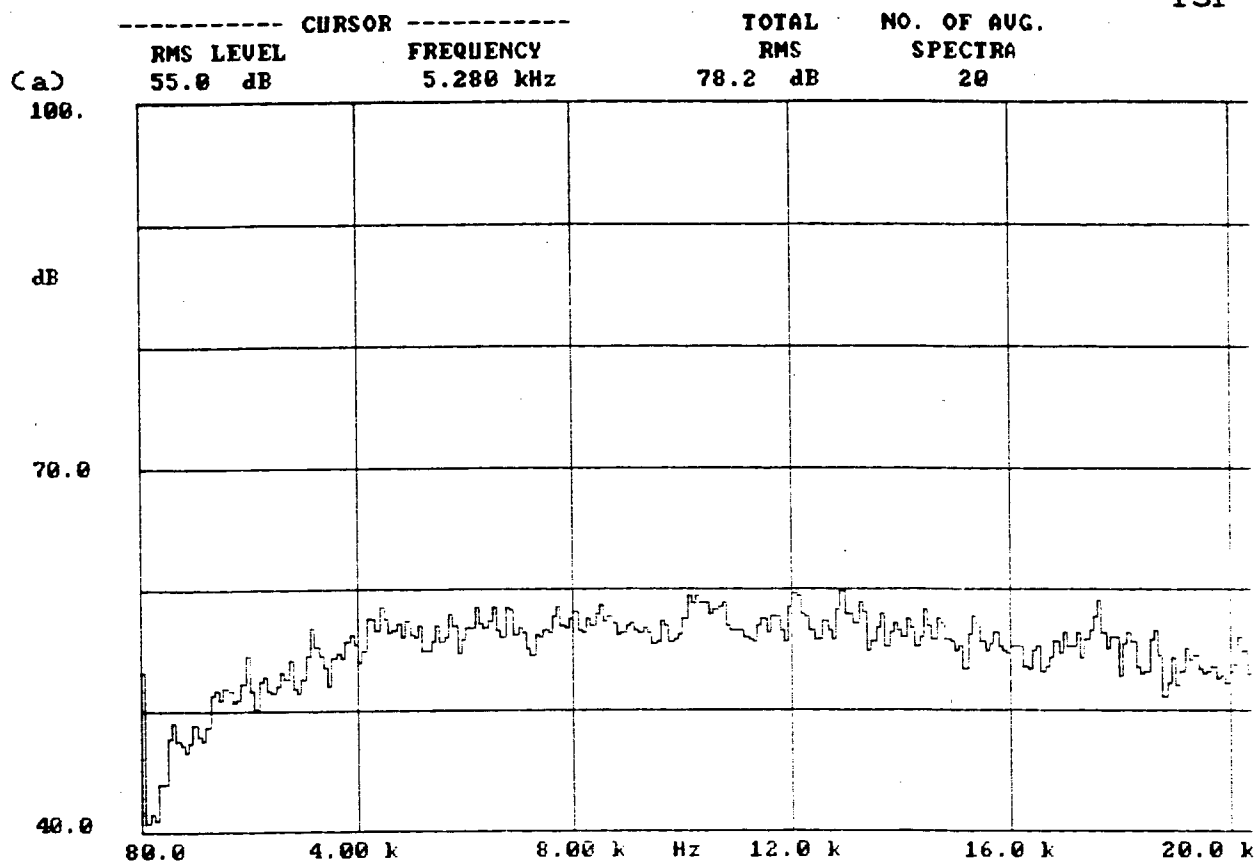
O método da comparação é empregado aqui para quantificar as constantes do campo difuso e, determinar a potência sonora digitalmente no analisador, fornecendo o espectro calibrado com alta resolução até 25 kHz.

A descrição do método utilizado, bem como, os resultados de pressão e potência sonora dos bocais analisados são apresentados a seguir.

5.3.2 DETERMINAÇÃO DE PRESSÃO SONORA

Medidas de pressão sonora foram efetuadas em alguns bocais, como investigação preliminar, a um metro de distância do bocal e a 60° e a 90° em relação ao eixo do jato, fornecendo um valor representativo do ruído de jato simulando condições ideais de trabalho.

Esta investigação foi feita em uma sala com ruído de fundo total de 44 dB(A).



(b)

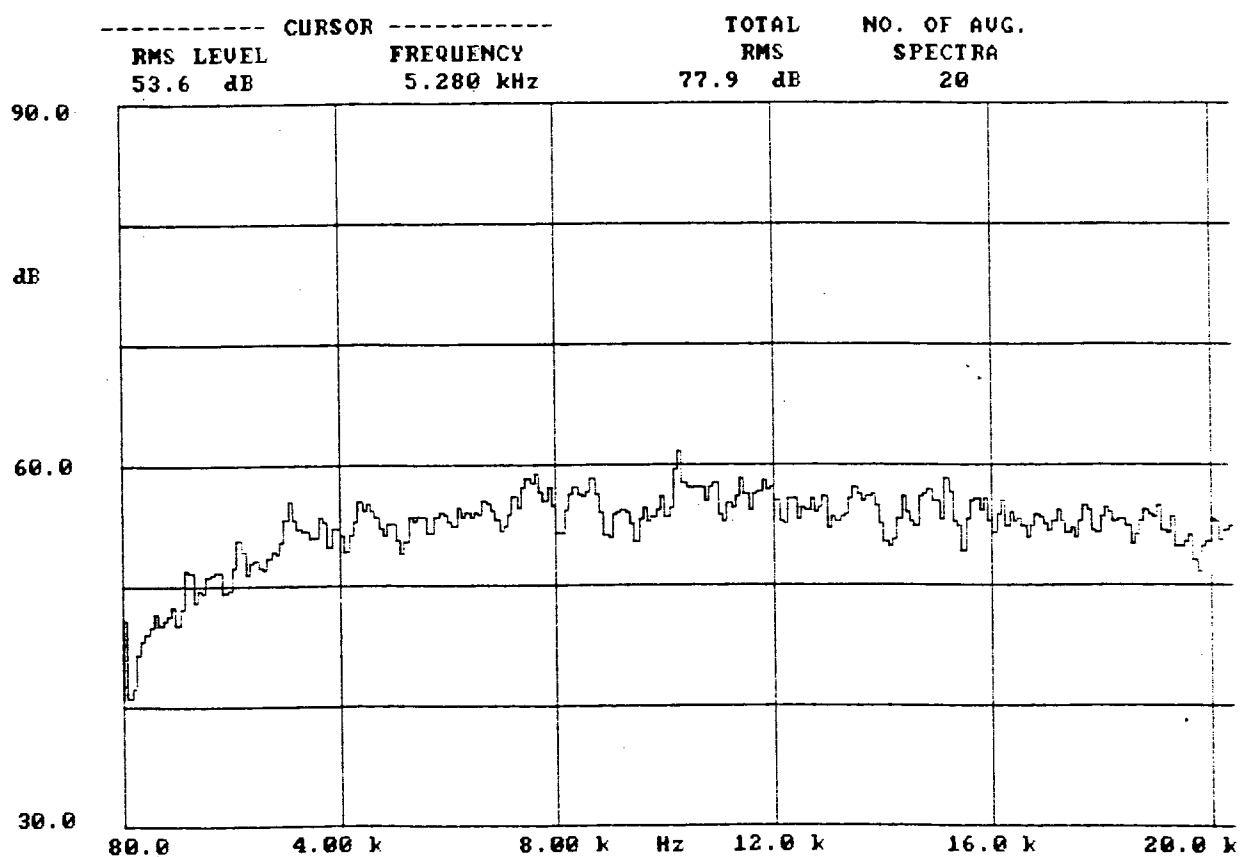
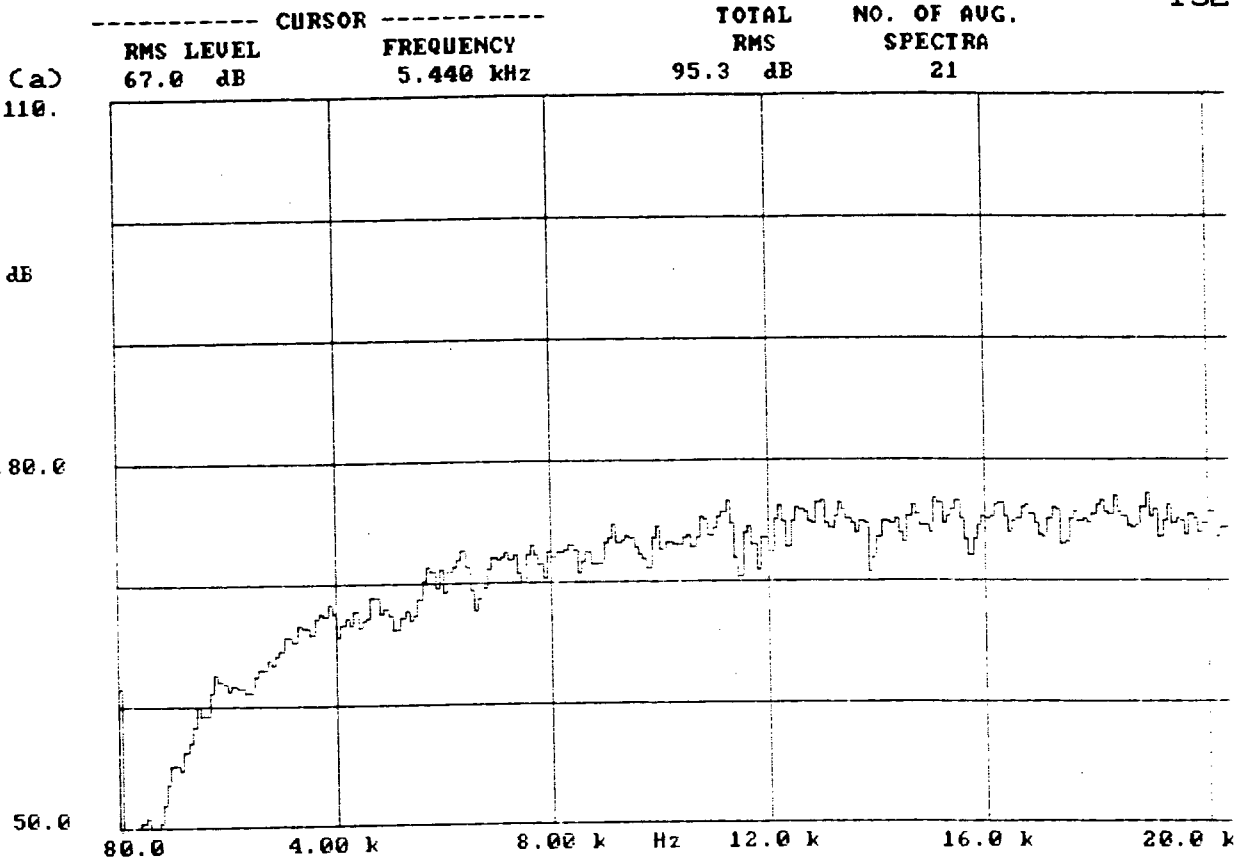


FIGURA 59 - ESPECTRO DO NPS DO BOCAL S4 - $P_c = 5 \text{ kgf/cm}^2$

(a) 60° ; (b) 90° .



(b)

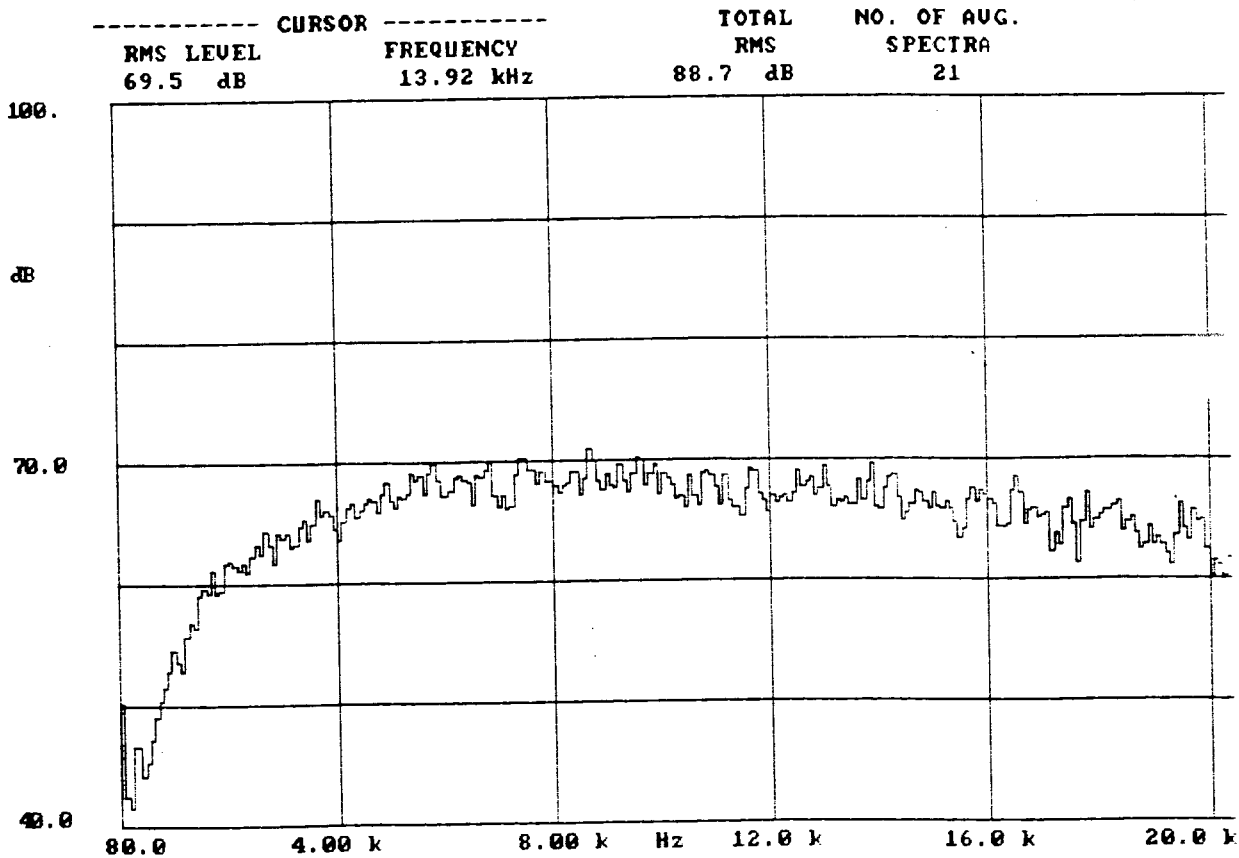


FIGURA 60 - ESPECTRO DO NPS DO BOCAL 1 - $P_c = 5 \text{ kgf/cm}^2$

(a) 60° ; (b) 90° .

Foram utilizados para a medição o analisador portátil FFT-B&K 2515, um medidor de pressão sonora e um filtro de 1/3 de oitava B&K 2230. Obteve-se espectros característicos de cada jato até 20 kHz, sendo os bocais submetidos a duas pressões distintas: 2,0 e 5,0 kgf/cm² (figuras 59 e 60).

A tabela 33 apresenta os valores totais dos níveis de pressão sonora de cada jato e suas respectivas pressões de reservatório, em cada ângulo de medição.

TABELA 33 - MEDIÇÕES DE PRESSÃO SONORA COM FFT B&K 2515

BOCAL	ÂNGULO (graus)	PRESSÃO DO RESERVATÓRIO (kgf/cm ²)	N. P. S dB(A)
1	60	2.0	86.0
		5.0	91.7
	90	2.0	82.0
		5.0	88.5
3	60	2.0	86.0
		5.0	92.0
	90	2.0	83.7
		5.0	90.7
5	60	2.0	85.0
		5.0	93.0
	90	2.0	82.0
		5.0	89.5
6	60	2.0	87.0
		5.0	92.5
	90	2.0	83.0
		5.0	90.0
7	60	2.0	80.5
		5.0	88.5
	90	2.0	79.5
		5.0	86.7
S	60	2.0	81.0
		5.0	84.3
	90	2.0	78.5
		5.0	81.7

S2	60	2.0	79.0
		5.0	84.0
	90	2.0	75.7
		5.0	83.3
S3	60	2.0	74.4
		5.0	80.5
	90	2.0	74.0
		5.0	79.5
S4	60	2.0	72.3
		5.0	78.0
	90	2.0	72.5
		5.0	77.0
S5	60	2.0	85.0
		5.0	94.5
	90	2.0	83.7
		5.0	91.7
S6	60	2.0	81.0
		5.0	87.0
	90	2.0	80.5
		5.0	85.5

5.3.3 DETERMINAÇÃO DE POTÊNCIA SONORA POR COMPARAÇÃO

O método da comparação é empregado na determinação da potência sonora de jatos.

A comparação ou substituição é feita entre a fonte ruído a ser avaliada (jato) e uma fonte calibrada que serve como fonte referência. Neste método, o nível de potência sonora (NWS_J) é determinado pela medição do nível de pressão sonora (NPS_J) produzido pela fonte de ruído e pela fonte de referência (NPS_F) usando a seguinte relação:

$$NWS_J = NWS_F + (NPS_J - NPS_F) \quad (5.11)$$

onde:

NWS_J = nível de potência sonora da fonte a ser medida.

NWS_F = nível de potência sonora da fonte de referência.

NPS_J = nível de pressão sonora da fonte a ser medida a uma dada distância.

NPS_F = nível de pressão sonora da fonte de referência a mesma distância (mesmo ponto de medição).

A fonte de referência utilizada no experimento foi a fonte de potência sonora B&K tipo 4205, cuja potência sonora em banda de uma oitava de frequência é fornecida pelo fabricante e confirmada através de medições em campo difuso, pela técnica clássica da câmara reverberante.

Para determinar-se o nível de potência sonora do jato mediu-se portanto a pressão sonora do mesmo e da fonte de referência em dB(A).

5.3.3.1. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL.

O procedimento e preparação do método de determinação de potência sonora são:

(1) Inserir no analisador digital FFT da HP 5451C os níveis de potência sonora da fonte de referência em cada frequência numa banda de $1/3$ de oitava em dB(A).

(2) Medir os níveis de pressão sonora da fonte de referência.

(3) Medir os níveis de pressão sonora dos bocais de jato.

(4) Executar o cálculo do nível de potência sonora do jato em dBC(A). (vide equação 5.11)

Os detalhes de cada etapa serão discutidos, em seguida, passo a passo:

(1) O espectro da potência sonora da fonte de referência foi inserido no analisador de Fourier 5451C:

Para inserir o espectro do nível de potência sonora da fonte B&K 4205, em bandas de frequência de 1/3 de oitava no HP5451C, é necessário implantar no analisador digital a largura de cada banda.

O limite inferior f_1 e o superior f_2 de cada banda conforme a norma ANSI é dado por:

$$f_1 = 0.8909 f_m$$

$$f_2 = 1.1225 f_m$$

onde f_m é a frequência central da banda.

Através disso, calculou-se o número de linhas no analisador digital em cada banda de 1/3 de oitava na faixa de 100 Hz a 25 kHz.

A resolução $\Delta f = 24.42$ Hz foi escolhida usando frequência máxima igual a 25KHz, frequência do filtro de 12.5KHz e número de pontos N igual a 2098, portanto:

$$\Delta f = \frac{f_{\max}}{N/2} = \frac{25000}{1024} = 24.42 \text{ Hz}$$

TABELA 34 - PROCEDIMENTO DE CALCULO PARA COMPOSIÇÃO DO ESPECTRO DE POTENCIA SONORA DA FONTE DE REFERENCIA VIA DIGITAL.

fm	f1	f2	$f1-f2/24.42$	linhas	$fm/24.42$	canais
100	89.09	112.25	0.948	1	4.09	4
125	111.36	140.31	1.185	1	5.12	5
160	142.54	179.60	1.517	2	6.55	6-7
200	178.18	224.50	1.897	2	8.19	8-9
250	222.73	280.63	2.371	2	10.24	10-11
315	280.63	353.59	2.987	3	12.89	12-14
400	356.36	449.00	3.793	3	16.38	15-17
500	445.45	561.25	4.742	5	20.47	18-22
630	561.27	707.18	5.975	6	25.79	23-28
800	712.72	898.00	7.587	8	32.76	29-36
1000	890.90	1122.50	9.484	9	40.95	37-45
1250	1113.63	1403.13	11.855	12	51.19	46-57
1600	1425.44	1796.00	15.174	15	65.52	58-72
2000	1781.80	2245.00	18.968	18	81.90	73-90
2500	2227.25	2806.30	23.712	24	102.38	91-114
3150	2806.34	3535.88	29.875	30	128.99	115-144
4000	3563.60	4490.00	37.936	38	163.80	145-182
5000	4454.50	5612.50	47.420	47	204.75	183-229
6300	5612.67	7071.80	59.752	59	257.98	230-288
8000	7127.20	8980.00	75.872	75	327.60	289-363
10000	8909.00	1225.00	94.840	94	409.50	364-457
12500	11136.25	4031.25	118.550	118	511.88	458-575
16000	14254.40	7960.00	151.744	151	655.20	576-726
20000	17818.00	2450.00	189.680	185	819.00	727-894

Conhecendo o número de linhas em cada banda de frequência no analisador FFT, determina-se a linha da frequência central. O número de linhas e a linha central irão compor o número de canais no computador HP5451C para cada frequência central (vide Tabela 34)

A fonte de referência foi ajustada para um nível de potência sonora total de 95 dB e seu espectro de potência sonora é fornecido pelo fabricante e confirmado através de medições aplicando a técnica clássica do campo difuso, como mostra a figura 61.

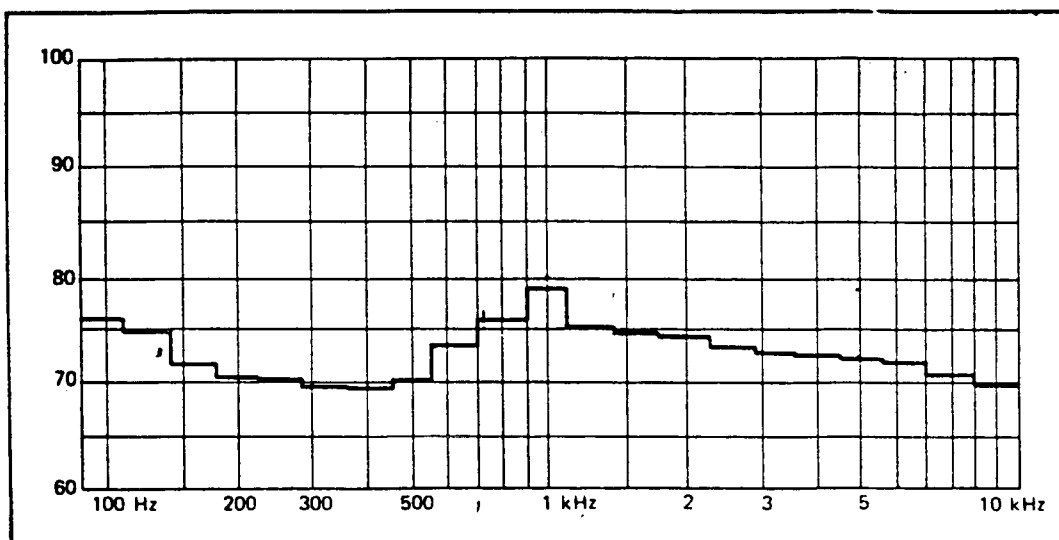


FIGURA 61 - ESPECTRO DO NÍVEL DE POTÊNCIA SONORA DA FONTE B&K 4205 [40].

Para inserir as amplitudes da potência sonora da fonte de referência em cada banda de $1/3$ de oitava é necessário distribuir o valor total 95 dB em todo o espectro, com a mesma forma do espectro do fabricante visto na figura 61.

Adotando um valor A como amplitude referencial numa dada banda de frequência do espectro de nível de potência sonora, fornecido pelo fabricante da fonte, todos os valores de amplitude subsequentes serão em função de A . A quantificação de A é feita considerando também, que em cada frequência, tem-se o número de linhas ou canais, já anteriormente determinados, obtendo-se, finalmente, que:

$$\sum N_i \times 10^{A/10} = 10^{9.5}$$

onde: N_i = número de linhas numa dada frequência

$$\begin{aligned}
 10^{9.5} = & 1 \times 10^{A/10} + 1 \times 10^{(A-1)/10} + 2 \times 10^{(A-4)/10} + 2 \times \\
 & 10^{(A-5)/10} + 2 \times 10^{(A-5.5)/10} + 3 \times 10^{(A-7)/10} + 3 \times \\
 & 10^{(A-7.5)/10} + 5 \times 10^{(A-6)/10} + 6 \times 10^{(A-2.5)/10} + 8 \times 10^{A/10} \\
 & + 9 \times 10^{(A+9)/10} + 12 \times 10^{(A-1)/10} + 15 \times 10^{(A-2)/10} + 18 \times \\
 & 10^{(A-2)/10} + 24 \times 10^{(A-2.5)/10} + 30 \times 10^{(A-9)/10} + 38 \times \\
 & 10^{(A-9.5)/10} + 47 \times 10^{(A-9.7)/10} + 59 \times 10^{(A-4)/10} + 75 \times \\
 & 10^{(A-4.5)/10} + 94 \times 10^{(A-6)/10} + 118 \times 10^{A/10} + 151 \times 10^{A/10} + \\
 & 185 \times 10^{A/10} - 10^{9.5} \rightarrow A = 69.76 \text{ dB}
 \end{aligned}$$

A Tabela 35 apresenta para cada banda de frequência 100 Hz a 20000 Hz os níveis de potência sonora em dB(A) da fonte de referência e os respectivos valores em Watt que serão utilizados no processamento do espectro no computador. O programa utilizado para inserir estes dados manualmente no computador 5451C está descrito no Apêndice I. Por fim, obteve-se o espectro do nível de potência sonora da fonte de referência em dB(A) (figura 62).

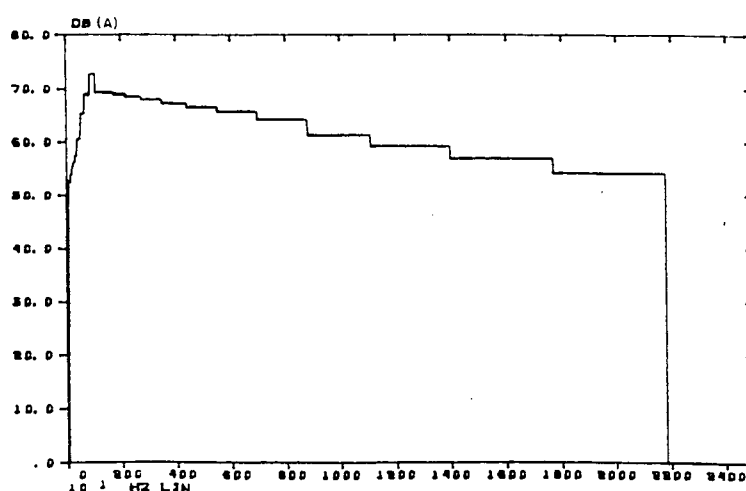


FIGURA 62 - ESPECTRO DO NPS dB(A) DA FONTE OBTIDO DIGITALMENTE.

TABELA 35 - VALORES DA POTENCIA SONORA PARA COMPOR O ESPECTRO VIA DIGITAL.

FREQUENCIA [Hz]	NWS [dBCA]	WS [$W/10^{-12}$]
100	50.66	9462 10^3
125	52.66	7516 10^3
160	52.36	3767 10^3
200	53.86	2992 10^3
250	55.36	2667 10^3
315	56.16	1888 10^3
400	57.46	1683 10^3
500	60.56	2377 10^3
630	65.36	5321 10^3
800	68.96	9462 10^3
1000	72.76	1888 10^4
1250	69.36	7516 10^3
1600	69.26	6699 10^3
2000	68.96	5970 10^3
2500	68.56	5321 10^3
3150	67.96	4742 10^3
4000	67.26	4227 10^3
5000	66.56	4036 10^3
6300	65.66	3767 10^3
8000	64.16	3357 10^3
10000	61.26	2377 10^3
12500	59.20	2238 10^3
16000	56.90	2238 10^3
20000	54.20	2238 10^3

(2) O passo seguinte é o da determinação do espectro do nível de pressão sonora da mesma fonte de referência.

O sistema utilizado é o descrito na figura 63, sem a presença do jato.

A calibração do sistema de medição foi feita utilizando um calibrador sonoro que fornece um nível de 93.8 dB em 1000 Hz. O sinal é captado pelo computador e então o fator de calibração é fornecido (figura 64)

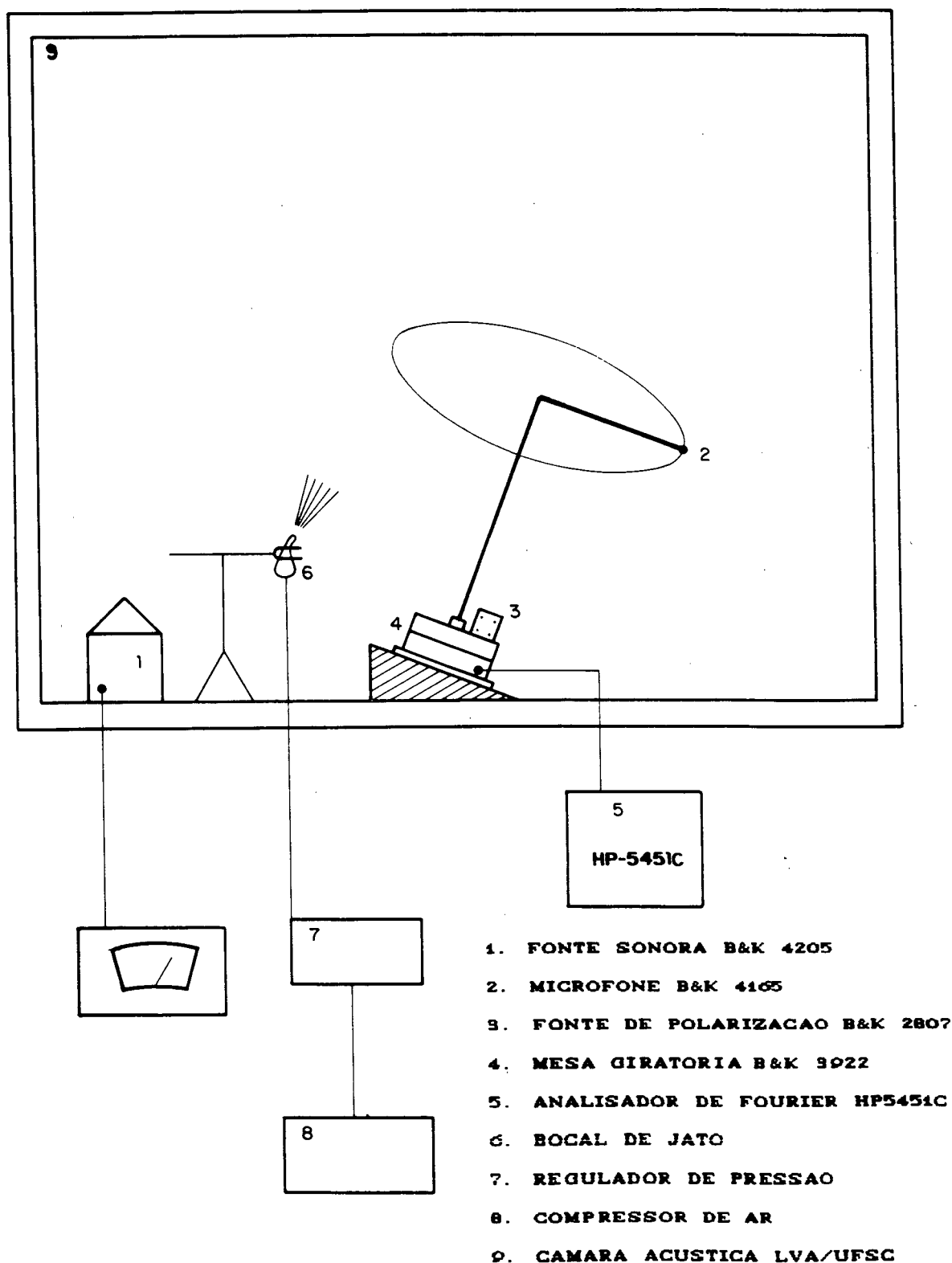


FIGURA 63 - MEDIÇÃO DE POTENCIA SONORA EM CAMPO DIFUSO

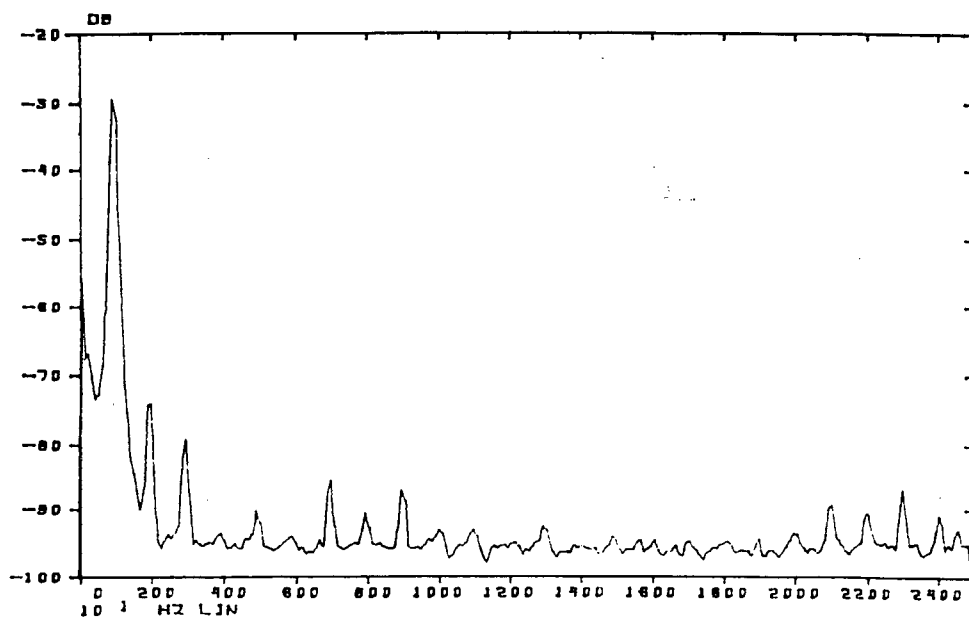


FIGURA 64 - CALIBRAÇÃO DO SISTEMA DE MEDIÇÃO.

$$(93.8 \text{ dB} = -28.35 \text{ dB})$$

O espectro do ruído de fundo é mostrado na figura 65.

A mesa giratória executa um ciclo completo de rotação em um tempo de 1 min e 20 ", enquanto se processam 600 médias no computador digital, em um tempo de 2 min.

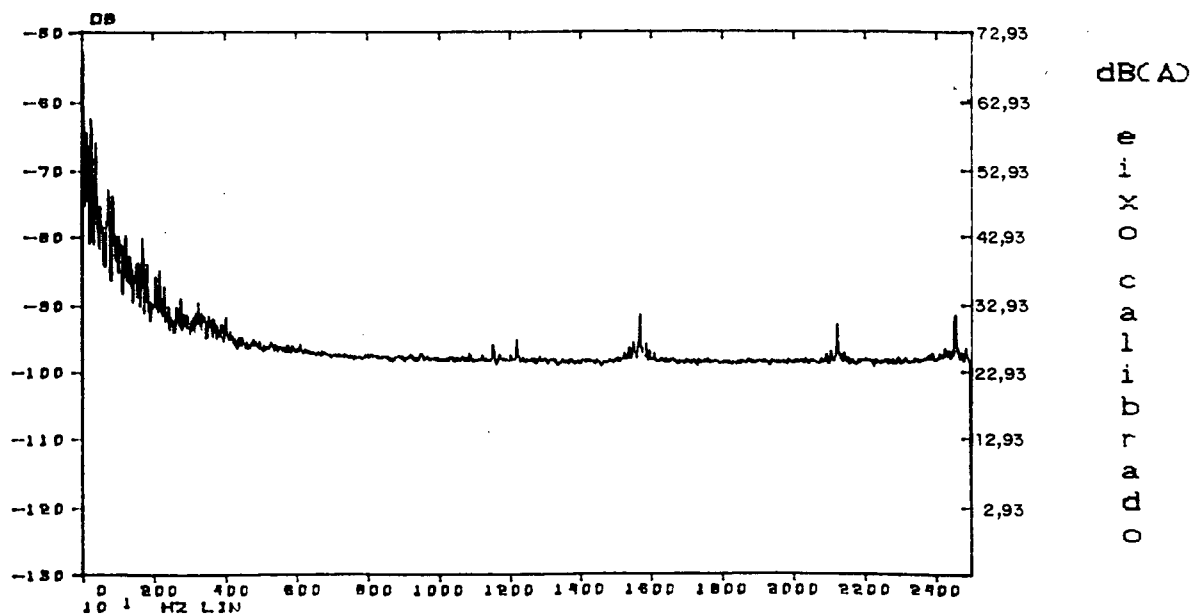


FIGURA 65 - ESPECTRO DO RUÍDO DE FUNDO NA CÂMARA ACÚSTICA.

(3) Adquirindo portanto os espectros de pressão sonora da fonte de referência o mesmo se aplica aos jatos estudados. Sabe-se que da equação 5.11:

$$NWS_J = NWS_F + (NPS_J - NPS_J)$$

ou

$$W_J = W_F \frac{P_J^2}{P_F^2} \quad (5.12)$$

(4) Portanto, uma vez determinados os espectros de pressão sonora do jato e da fonte e o espectro de potência sonora da fonte, armazenou-se cada função em blocos distintos no analisador e as operações matemáticas necessárias foram efetuadas, como indica a equação (5.12), para determinar-se o espectro da potência sonora de cada bocal analisado submetidos a pressões diferentes. Os espectros de pressão sonora de alguns bocais de jato foram selecionados para serem mostrados neste trabalho (figura 66 e 67).

5.4 RESULTADOS

Foram obtidos, dos espectros dos jatos, os valores totais do nível de potência sonora. A Tabela 36 apresenta os NWS e os NPS totais para cada jato submetido a pressões de reservatório distintas, sendo que os NPS totais (em dB e dB(A)) foram medidos em uma sala a 1 m de distância do bocal e a 90° em relação ao eixo do jato.

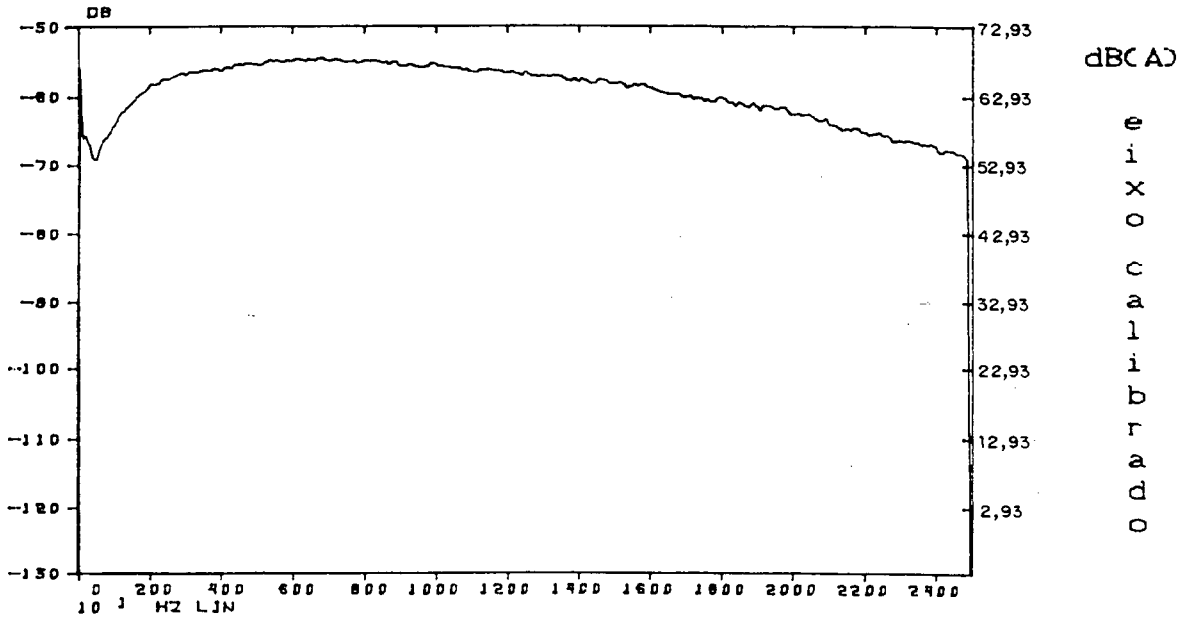


FIGURA 66 - ESPECTRO CALIBRADO DO NPS dB(A) - BOCAL 1

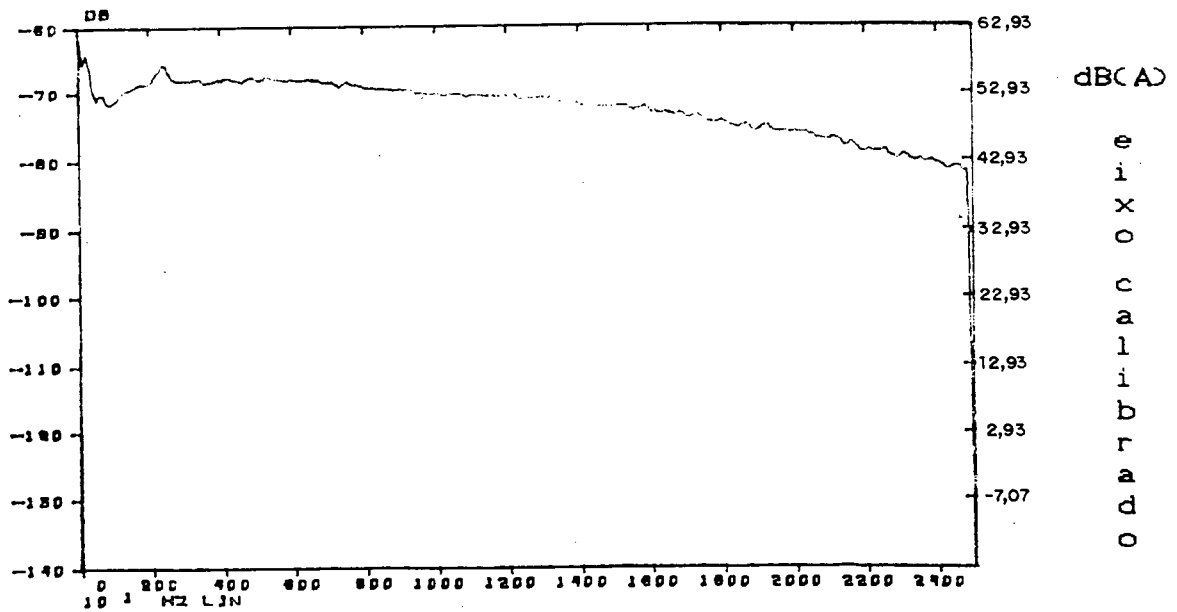


FIGURA 67 - ESPECTRO CALIBRADO DO NPS dB(A) - BOCAL S4

TABELA 36 - NÍVEIS DE POTÊNCIA E PRESSÃO SONORA TOTAIS PARA
CADA BOCAL

BOCAL	PRESSÃO (kgf/cm ²)	NWS, dBC(A)	NPS, dB dBC(A)	
1	1.0	83.93	80.5	76.3
	2.0	89.38	85.0	80.6
	3.0	91.38	87.5	83.5
	4.0	93.58	89.5	85.5
	5.6	95.26	91.5	88.0
2	1.0	85.27	82.5	78.5
	2.0	89.87	87.1	83.0
	3.0	93.79	90.4	86.4
	4.5	96.17	92.9	89.2
3	1.0	83.86	83.8	78.3
	2.0	88.10	87.1	82.4
	3.0	92.04	89.7	85.6
	4.2	94.21	91.6	87.9
	5.0	95.23	93.0	89.4
4	1.0	80.83	78.7	74.5
	2.0	85.12	82.9	78.5
	3.0	87.52	85.5	81.5
	4.8	90.22	88.3	84.5
5	1.0	83.83	83.0	78.7
	2.0	88.55	87.5	83.0
	3.0	92.12	90.0	86.3
	4.0	93.83	92.1	88.3
	5.2	95.56	94.0	90.0
6	1.0	83.71	80.8	76.5
	2.0	87.88	87.0	81.5
	3.0	91.49	90.0	84.5
	4.0	94.50	90.5	86.7
	5.7	95.93	93.0	89.3
7	1.0	80.63	78.5	74.0
	2.0	85.14	82.5	78.4
	3.0	88.15	86.0	81.7
	4.0	89.79	87.8	83.6
	5.6	91.67	90.0	86.1
B1	2.0	89.98	88.3	84.5
	3.0	93.65	91.5	88.0
	4.0	95.52	93.5	90.0

SILVENT 501	1.0	76.38	78.6	71.9
	2.0	78.59	80.5	74.2
	3.0	81.08	83.1	76.8
	4.0	83.32	85.5	78.9
SILVENT 500	1.0	73.59	74.7	69.1
	2.0	76.46	78.0	72.0
	3.0	79.02	80.5	74.5
	4.0	81.59	82.8	76.7
	4.8	82.75	84.5	78.3
S1	1.0	76.76	78.0	74.5
	2.0	79.32	80.5	77.0
	3.0	81.87	83.0	79.4
	4.0	84.14	85.4	81.5
S2	1.0	78.99	77.2	73.5
	2.0	81.80	81.0	77.0
	3.0	85.08	84.6	81.0
S3	1.0	74.35	76.5	71.9
	2.0	77.22	78.9	74.2
	3.0	79.47	81.0	76.5
	4.0	81.85	84.0	79.6
	4.8	83.36	85.0	80.5
S4	1.0	74.26	76.0	70.5
	2.0	76.77	78.9	73.0
	3.0	78.46	80.5	74.5
	4.0	78.89	81.6	75.5
	5.8	81.25	83.5	78.3
S5	1.0	83.71	83.5	79.4
	2.0	88.28	88.3	84.0
	3.0	92.15	92.0	87.8
	4.2	95.43	94.3	90.0
	4.8	96.20	95.0	91.3
S6	1.0	80.52	81.5	77.0
	2.0	82.49	83.5	78.5
	3.0	84.42	85.6	80.5
	4.0	85.92	87.5	83.2
	5.0	87.27	88.5	84.5
	6.6	89.83	90.0	86.3
S7	1.0	77.48	79.0	72.6
	2.0	80.29	81.0	74.7
	3.0	83.25	83.1	76.9
	4.0	83.71	84.7	78.4
S8	1.0	76.60	79.5	75.5
	2.0	78.66	82.0	78.0
	3.0	81.92	83.9	80.0
	4.0	84.04	85.5	81.5
	5.7	85.92	87.5	83.3

S9	1.0	62.13	66.0	57.0
	2.0	65.58	68.8	60.0
	3.0	69.32	70.2	63.0
	4.0	72.44	72.5	65.5
	5.0	74.58	74.3	67.9
	5.8	75.67	75.5	69.3
S10	1.0	88.42	84.3	81.3
	2.0	91.41	87.9	85.2
	2.8	93.82	90.5	88.0
S	1.0	78.99	78.8	75.9
	2.0	81.27	82.0	78.5
	3.0	83.98	85.1	81.5
E1	1.0	80.80	81.5	76.5
	2.0	82.58	84.3	79.2
	3.0	84.46	86.7	81.1

Estes resultados foram reproduzidos em curvas para uma melhor visualização.

5.5 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Neste item serão analisados e discutidos os resultados das medições que estão representadas nas curvas e espectros de cada bocal.

GRUPO 1

Pode-se notar que o bocal 2 assumiu um nível de potência sonora maior que o bocal 1 em toda faixa de pressão utilizada (vide figura 68).

Os espectros de potência sonora de ambos os bocais mostram ruído de banda larga (vide espectros - Grupo 1).

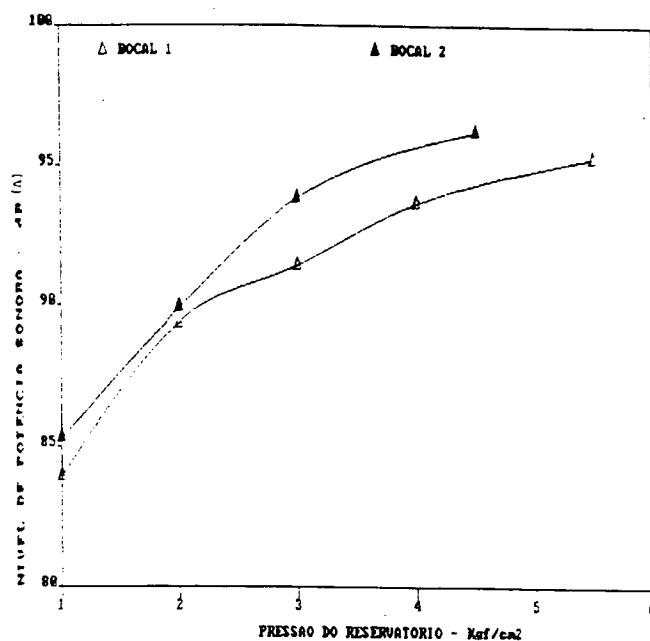


FIGURA 68 - NPS dB(A) X PRESSÃO DO RESERVATÓRIO - GRUPO 1.

GRUPO 2

Nota-se através da curva, que os bocais 3 e 5 apresentam o mesmo desempenho quanto à geração de ruído e destacam-se, à frente do bocal 4, por um fator de 3 a 5 dB(A) (vide figura 69).

Os espectros de potência sonora dos três bocais mostram semelhança de forma em toda a banda de frequência, conforme espectros - Grupo 2.

GRUPO 3

Neste caso, percebe-se que tanto o bocal 6 quanto o bocal 7, apresentam uma configuração de crescimento semelhante do nível de potência sonora em função da pressão do

reservatório (vide figura 70).

Os espectros dos dois bocais mostram semelhança de forma em toda a faixa de frequência, conforme o espectro do Grupo 3.

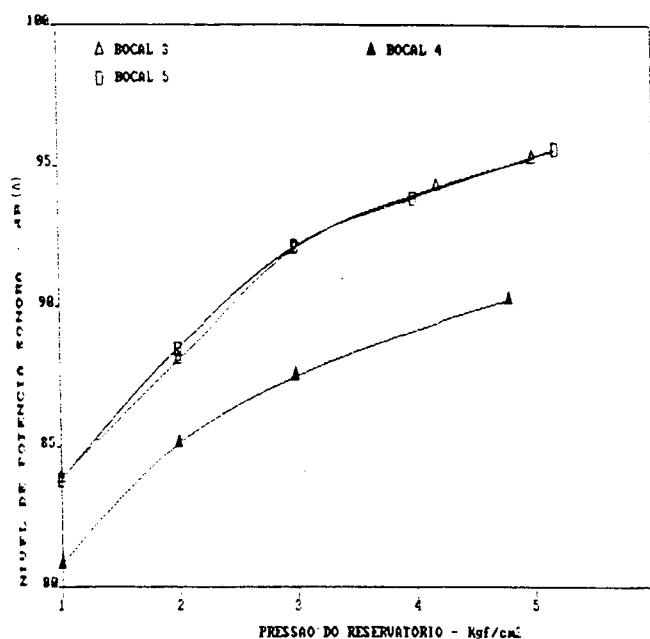


FIGURA 69 - NPS dBC(A) X PRESSÃO DO RESERVATÓRIO - GRUPO 2.

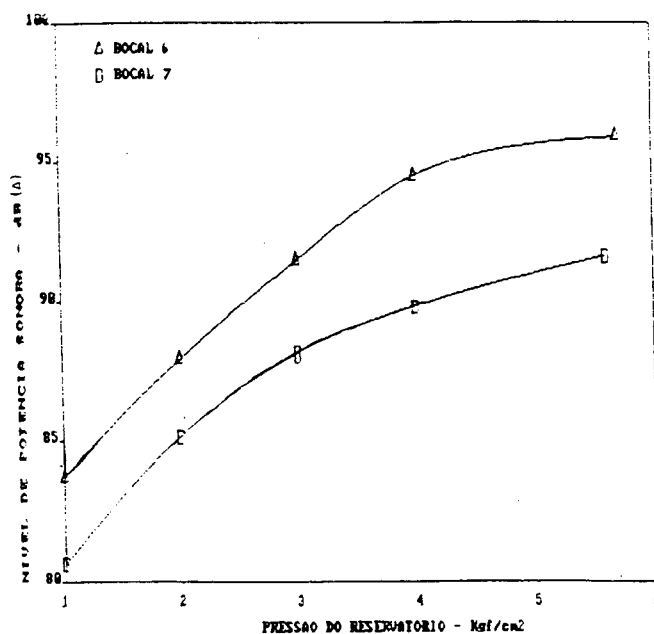


FIGURA 70 - NPS dBC(A) X PRESSÃO DO RESERVATÓRIO - GRUPO 3.

GRUPO 4

Quanto ao nível de potência sonora, o bocal S2 apresentou um melhor desempenho perante os bocais S3, S1 e S4, conforme pode ser visto na figura 71.

Os espectros dos bocais S1, S2 e S3 apresentam entre si a mesma forma nas bandas de frequências analisadas e o espectro do bocal S4 apresenta discordância de forma com estes, devido à contribuição de maiores níveis de potência sonora nas bandas de frequências de 5000 e 8000 Hz (vide espectros - Grupo 4).

GRUPO 5

Neste caso o bocal S5 apresentou maior nível de potência sonora em relação ao bocal S6, como indica a figura

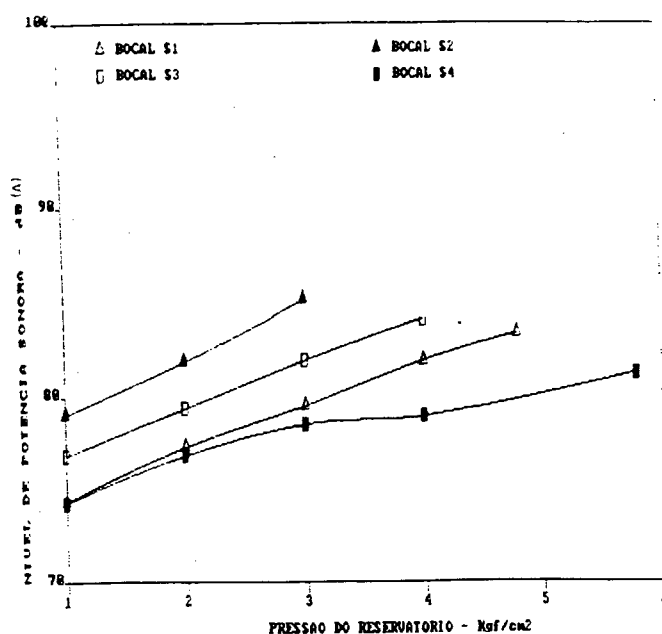


FIGURA 71 - NPS (dB(A)) X PRESSÃO DO RESERVATÓRIO - GRUPO 4.

72. Pode-se notar que o espectro do bocal S8 apresenta contribuição nas bandas de frequências de 6000 e 9000 Hz. Já o espectro do bocal S5 corta a contribuição na banda de frequência de 6000 Hz e praticamente mantém a banda de 9000 Hz.

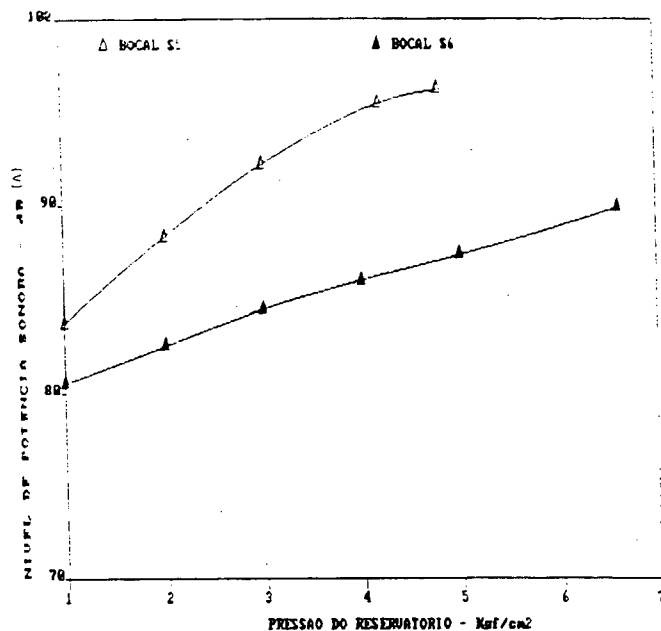


FIGURA 72 - NPS dBC(A) X PRESSÃO DO RESERVATÓRIO - GRUPO 5.

GRUPO 6

Pode-se notar que o bocal S10 apresentou maior nível de potência sonora em relação aos bocais E1, S7, S8 e S9, sendo que o resultado surpreendente desta curva foi o baixo nível de potência sonora do bocal S9, que obteve uma redução de, no mínimo, 15 dBC(A) e, no máximo, de 25 dBC(A), em relação aos demais bocais deste grupo (vide figura 73).

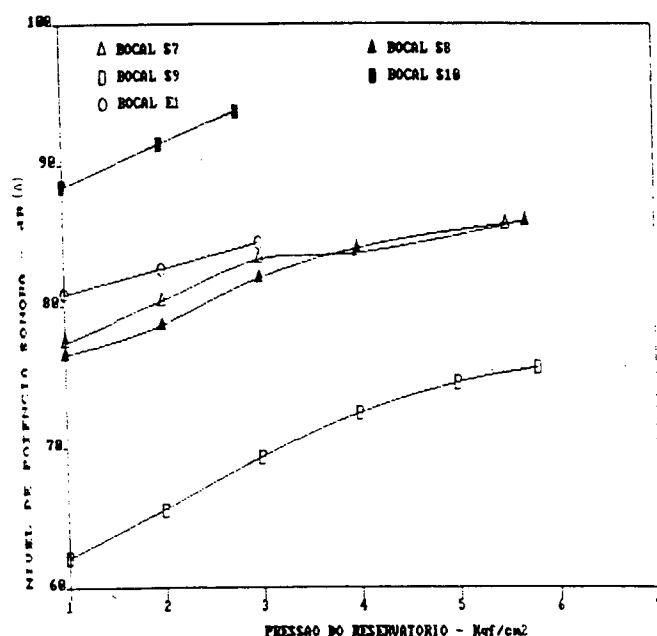


FIGURA 73 - NPS dBCA X PRESSÃO DO RESERVATÓRIO - GRUPO 6.

GRUPO 7

Através da figura 74 pode-se notar que o bocal ejeter B1 tem o maior nível de potência sonora comparativamente aos bocais SILVENT 500, SILVENT 501 e S. Os espectros de potência

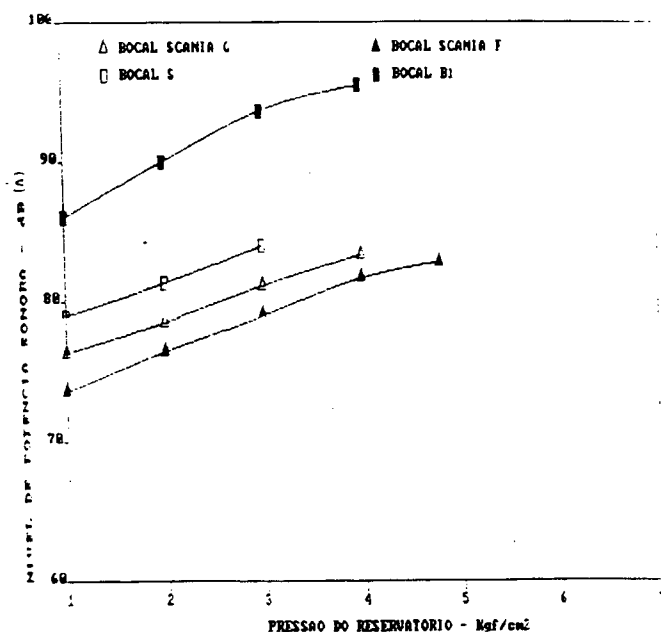
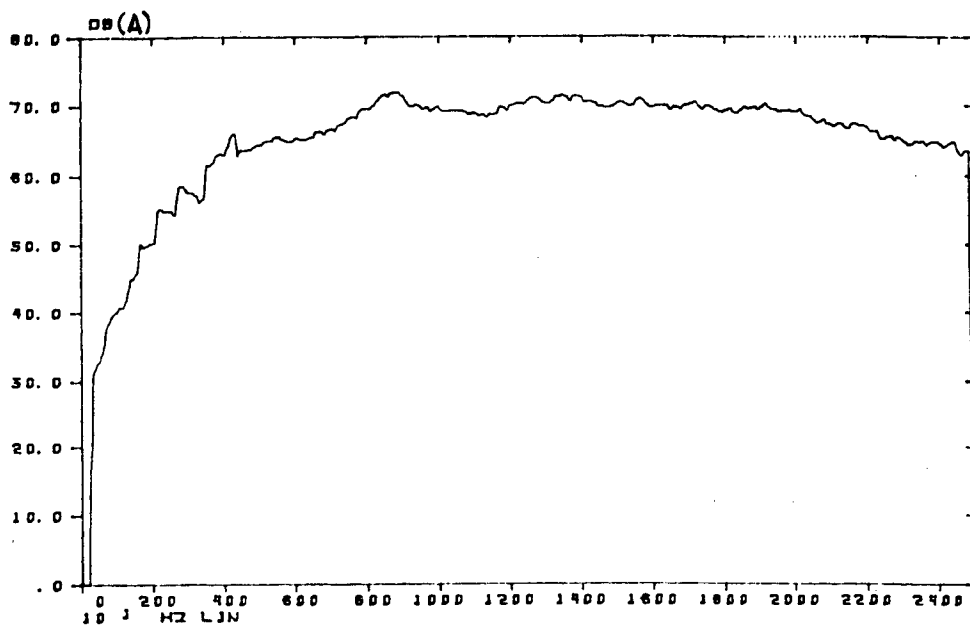


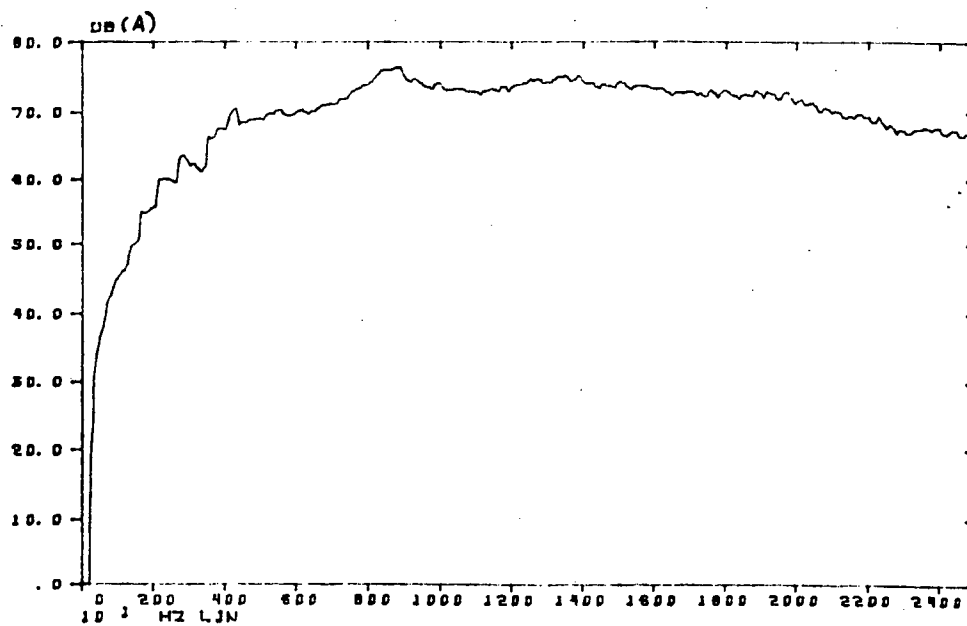
FIGURA 74 - NPS dBCA X PRESSÃO DO RESERVATÓRIO - GRUPO 7.

sonora dos bocais SILVENT 500, SILVENT 501 e B1, mostram semelhança de configuração, enquanto que o espectro do bocal S apresenta contribuição nas bandas de frequências de 5000, 10000 e 15000 Hz (vide espectros - Grupo 7).



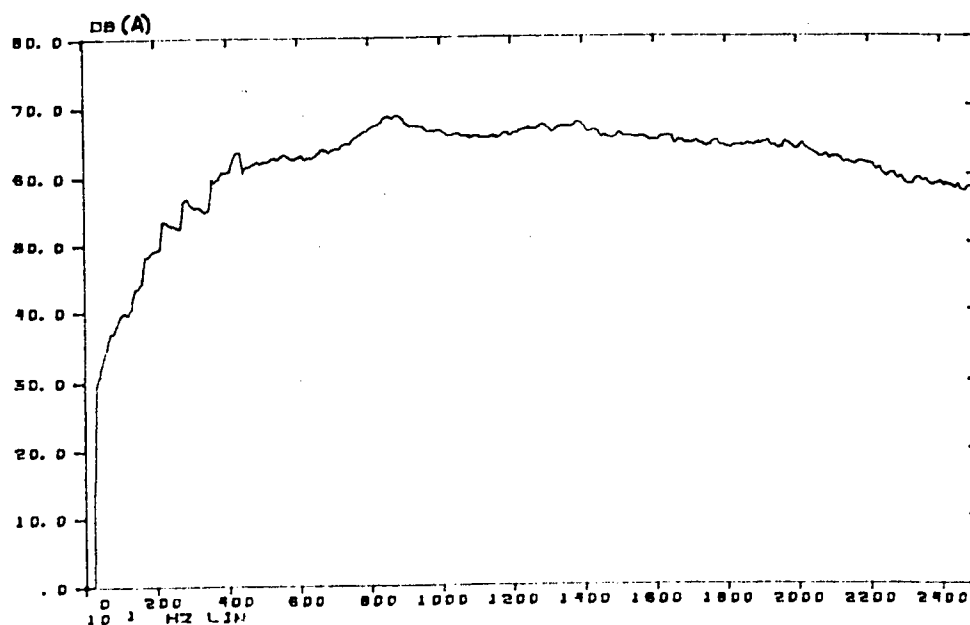
$$P_c = 3.0 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 1 → BOCAL 1



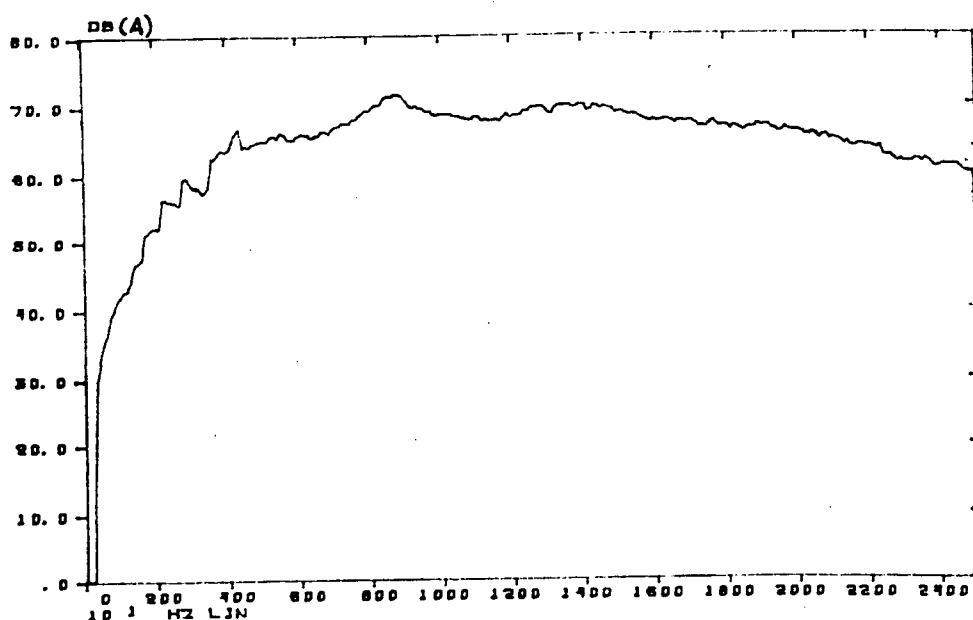
$$P_c = 5.6 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 1 → BOCAL 1



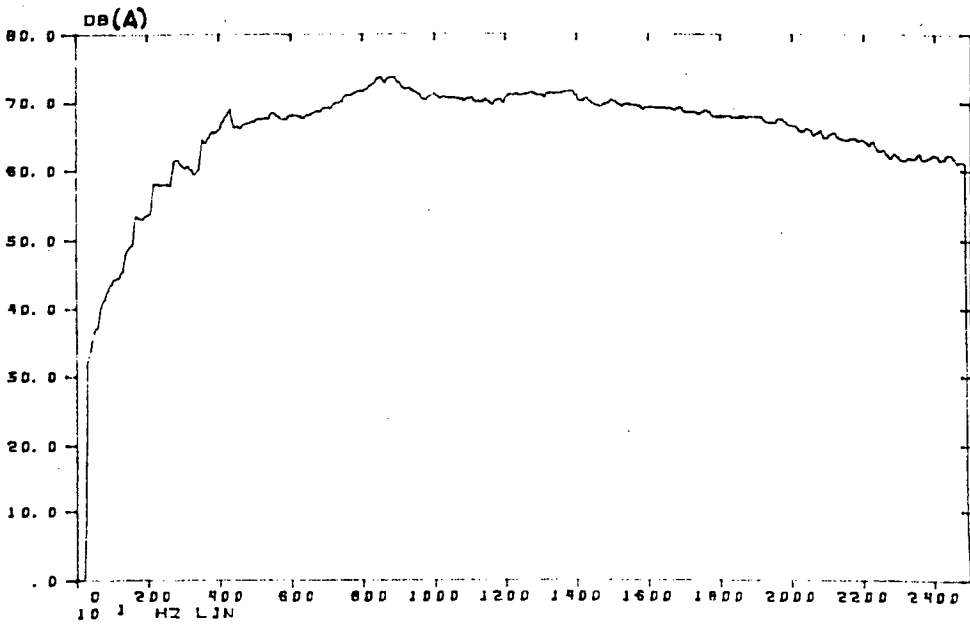
$$P_c = 3.0 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 1 → BOCAL 1



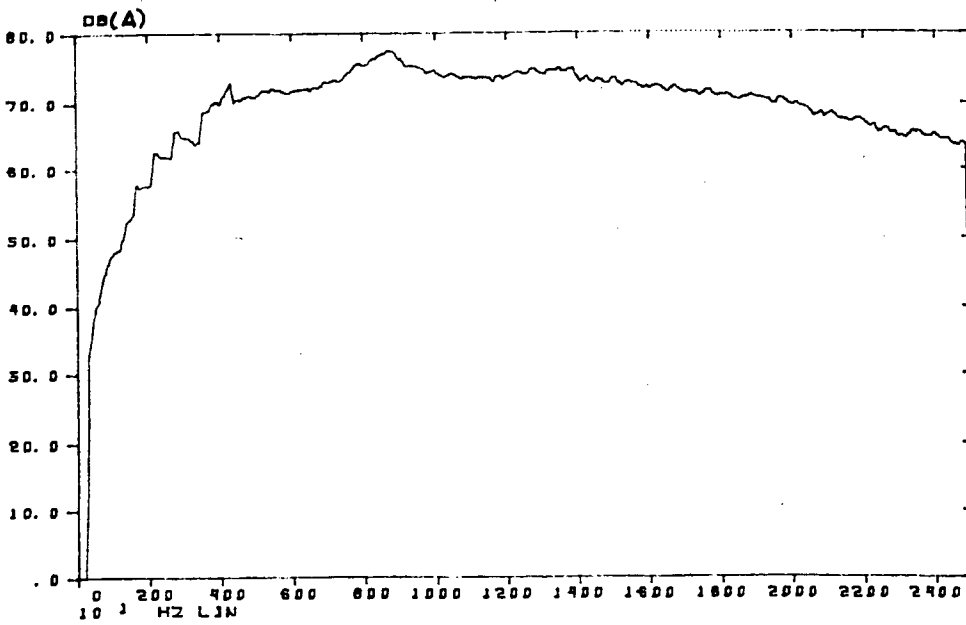
$$P_c = 4.5 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 1 → BOCAL 2



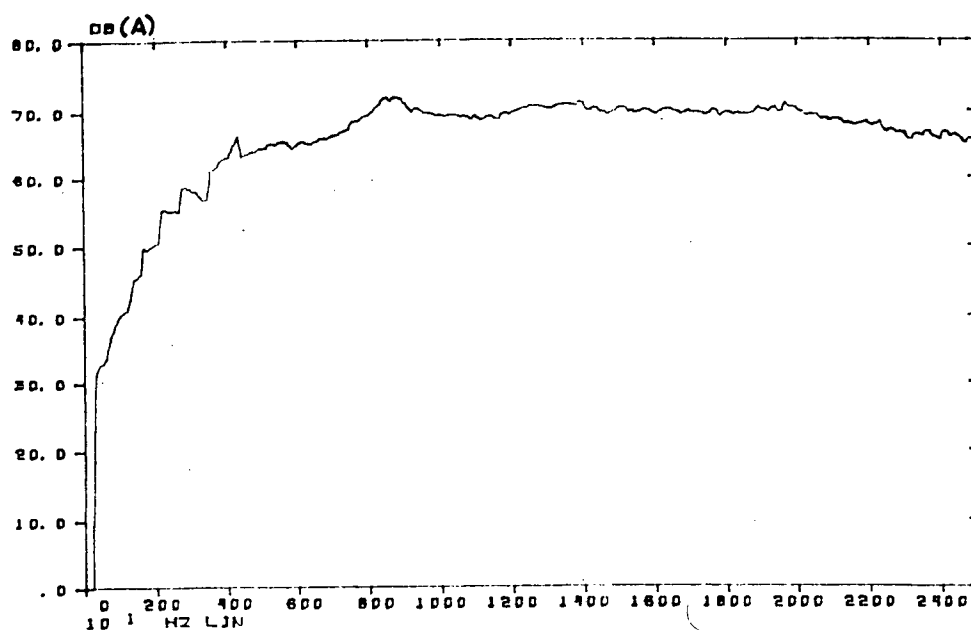
$$P_c = 3.0 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 2 → BOCAL 3



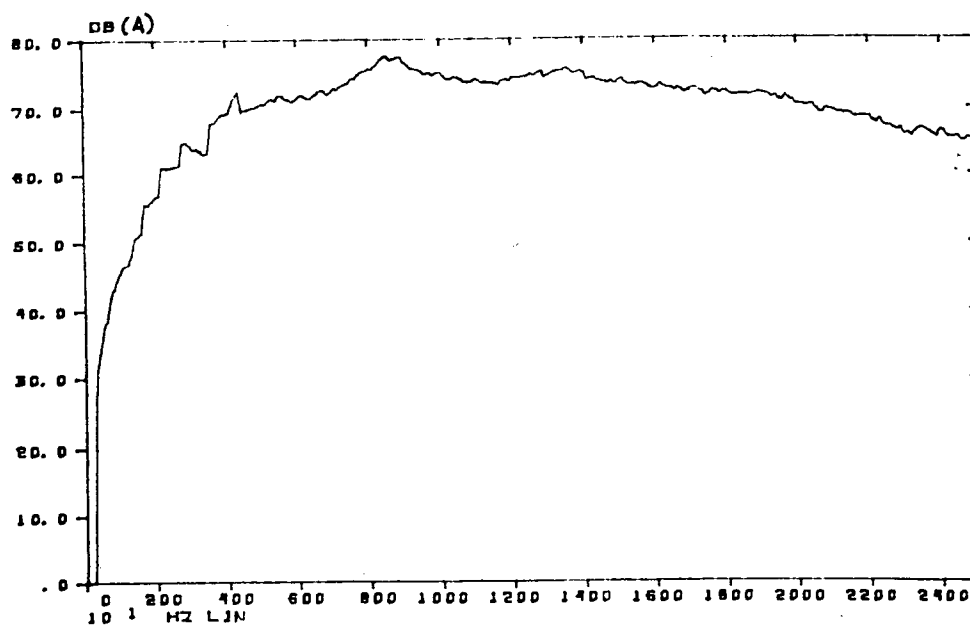
$$P_c = 5.0 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 2 → BOCAL 3



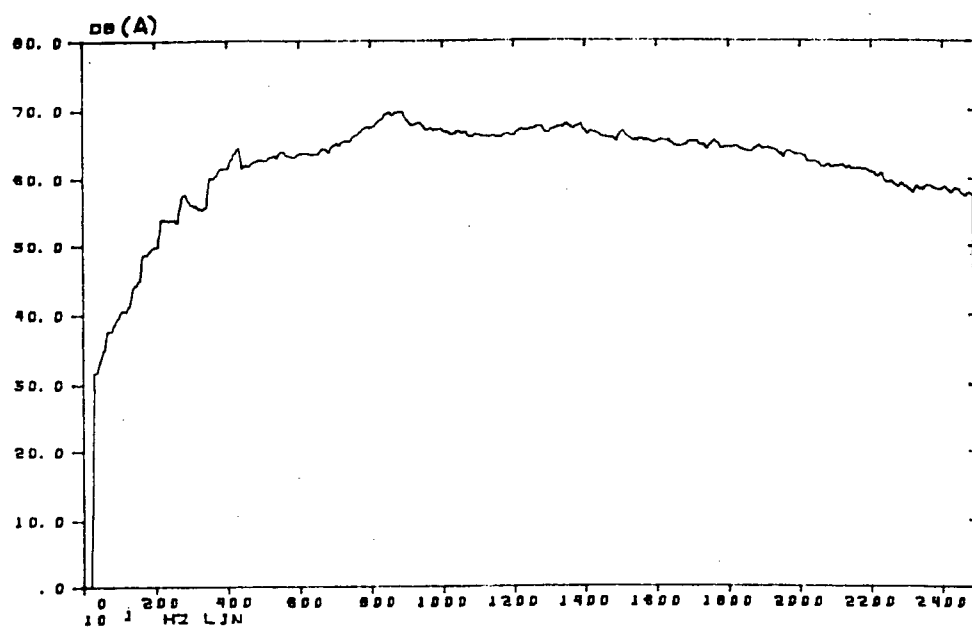
$$P_c = 3.0 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 2 → BOCAL 4



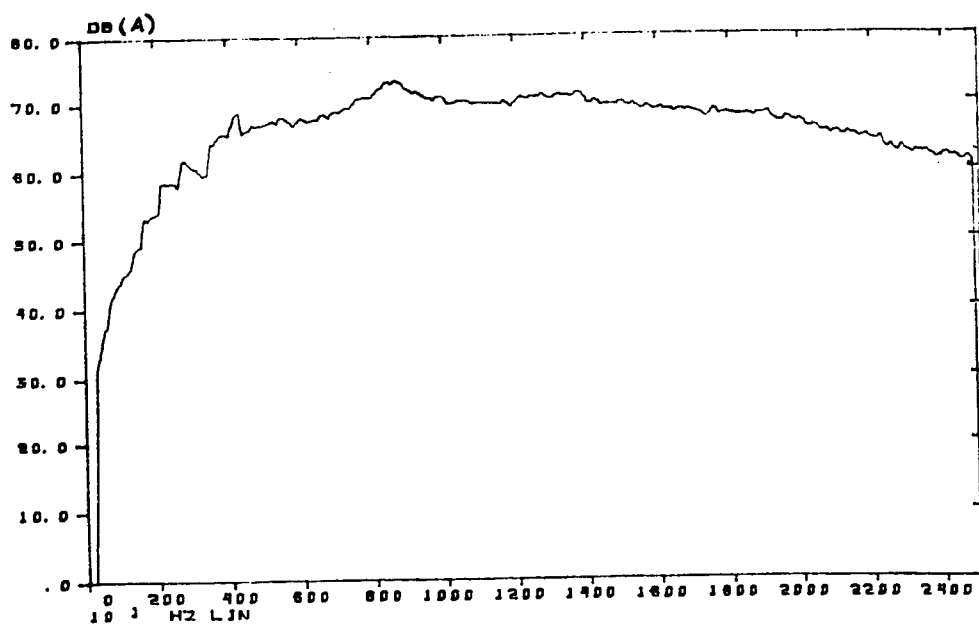
$$P_c = 4.8 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 2 → BOCAL 4



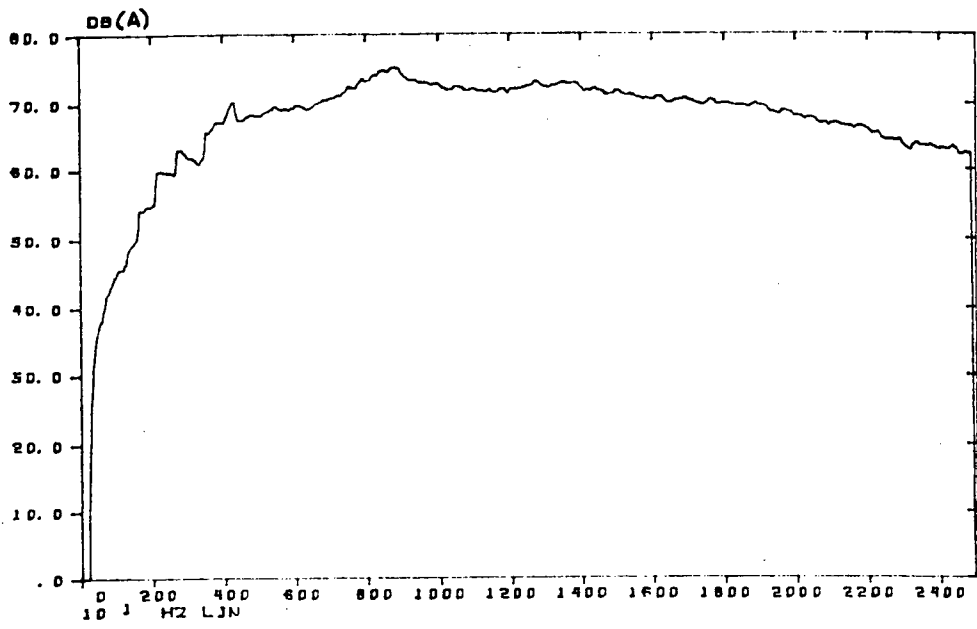
$$P_c = 3.0 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 2 → BOCAL 5



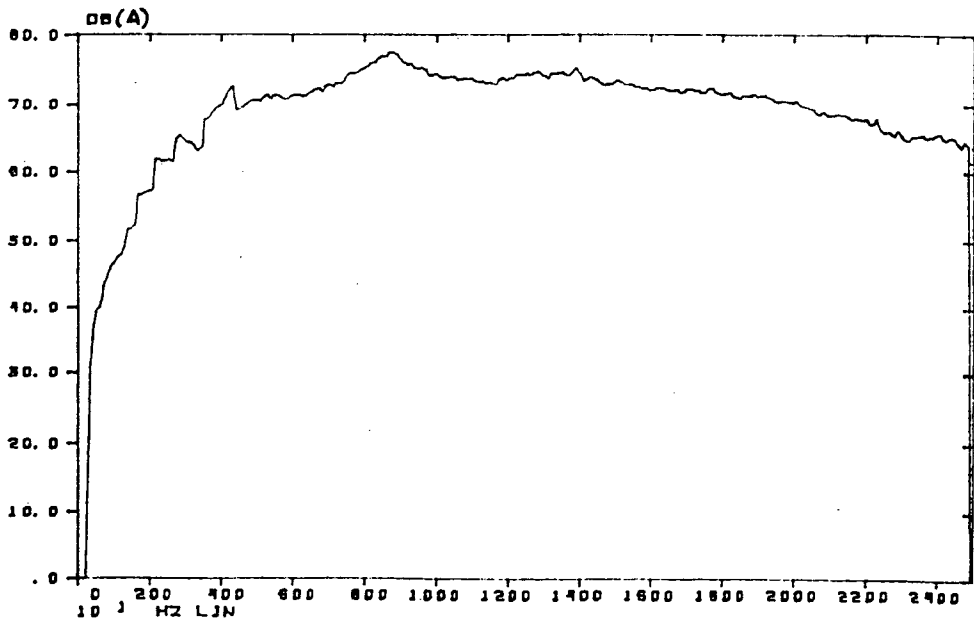
$$P_c = 5.2 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 2 → BOCAL 5



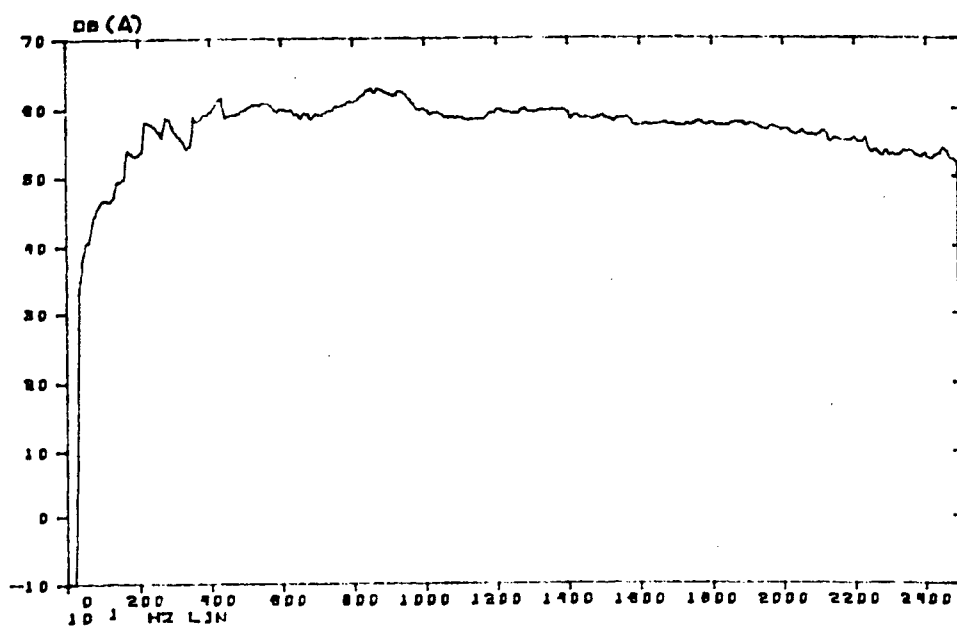
$$P_c = 3.0 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 3 → BOCAL 6



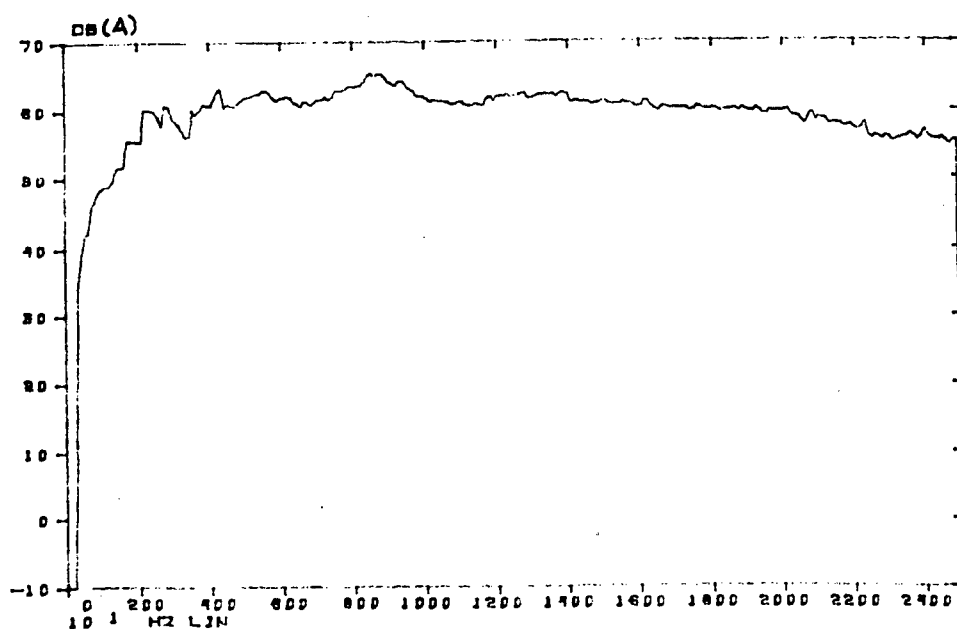
$$P_c = 5.7 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 3 → BOCAL 6



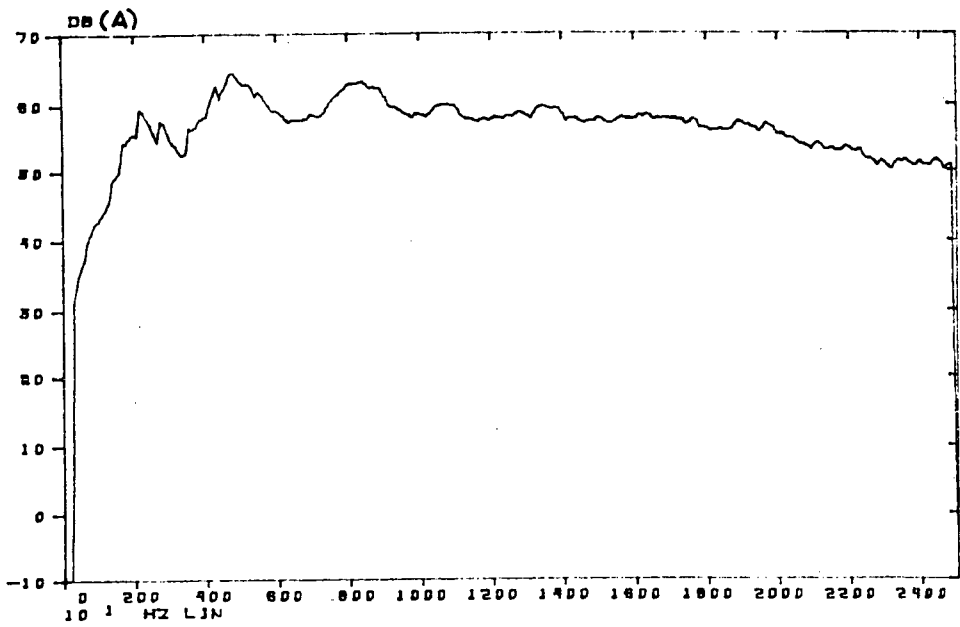
$$P_c = 3.0 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 3 → BOCAL 7



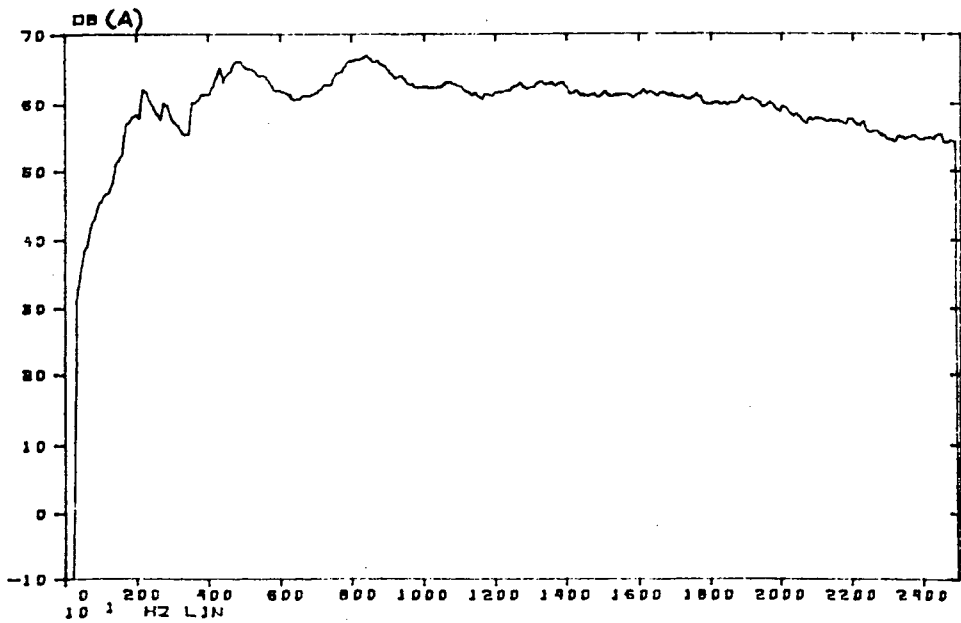
$$P_c = 5.6 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 3 → BOCAL 7



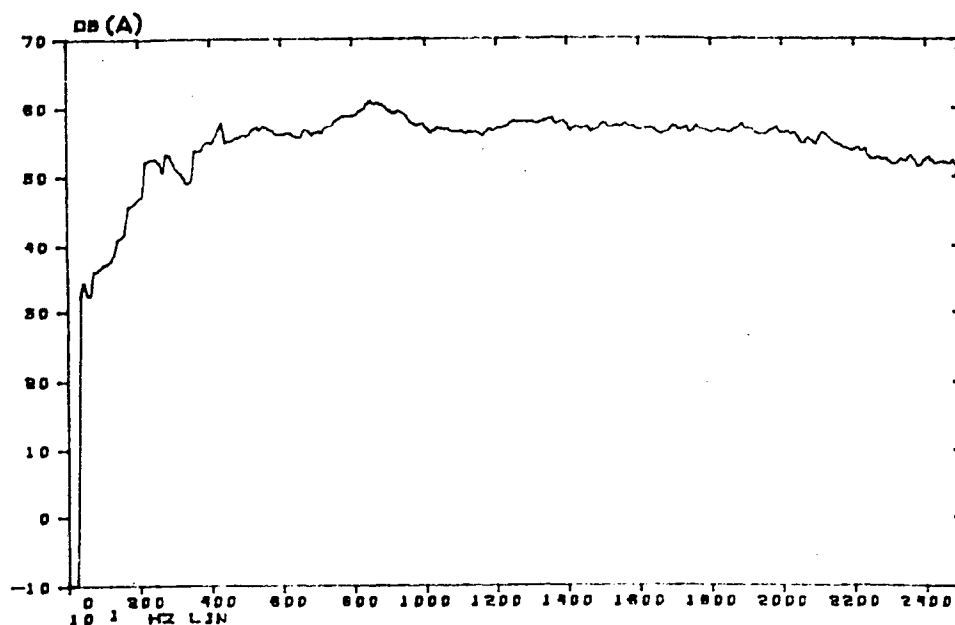
$$P_c = 3.0 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 4 → BOCAL S1



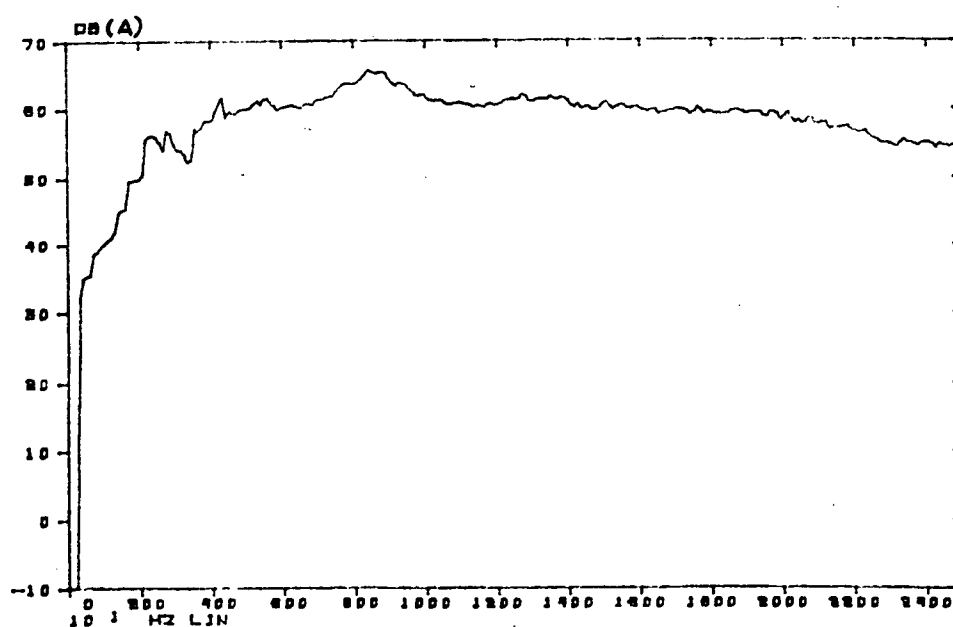
$$P_c = 4.0 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 4 → BOCAL S1



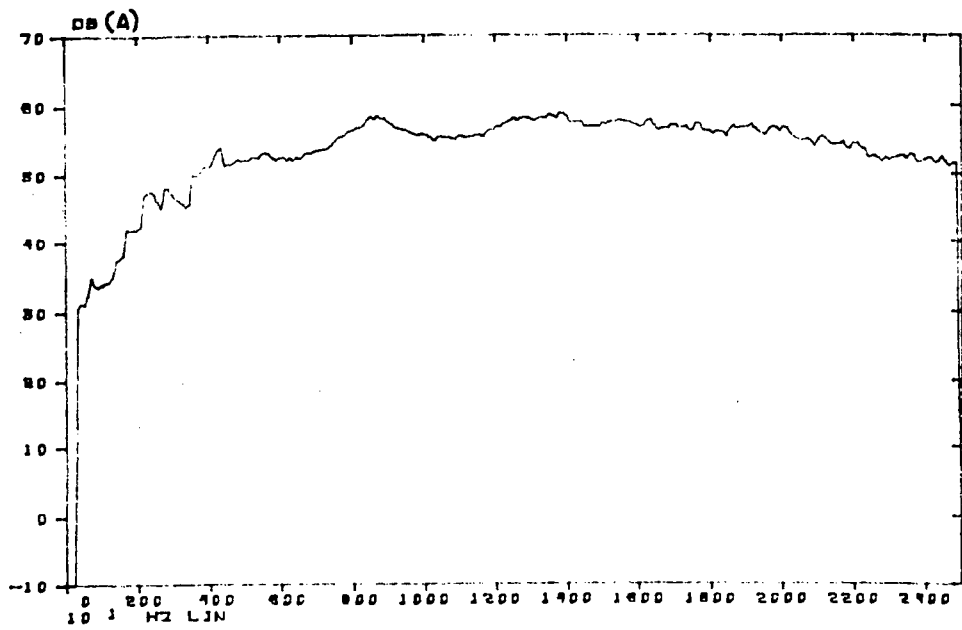
$$P_c = 2.0 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 4 → BOCAL S2



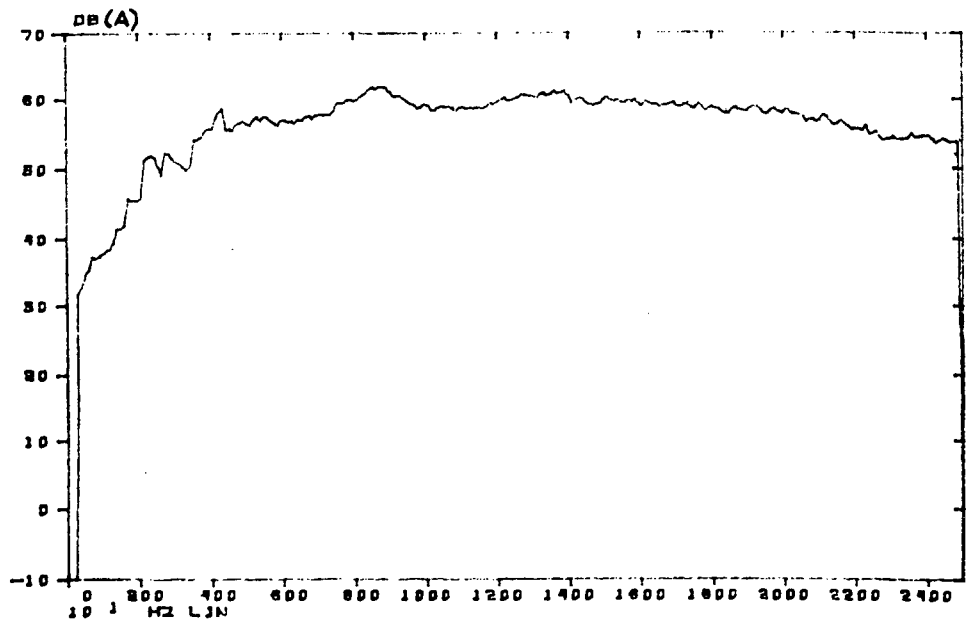
$$P_c = 3.0 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 4 → BOCAL S2



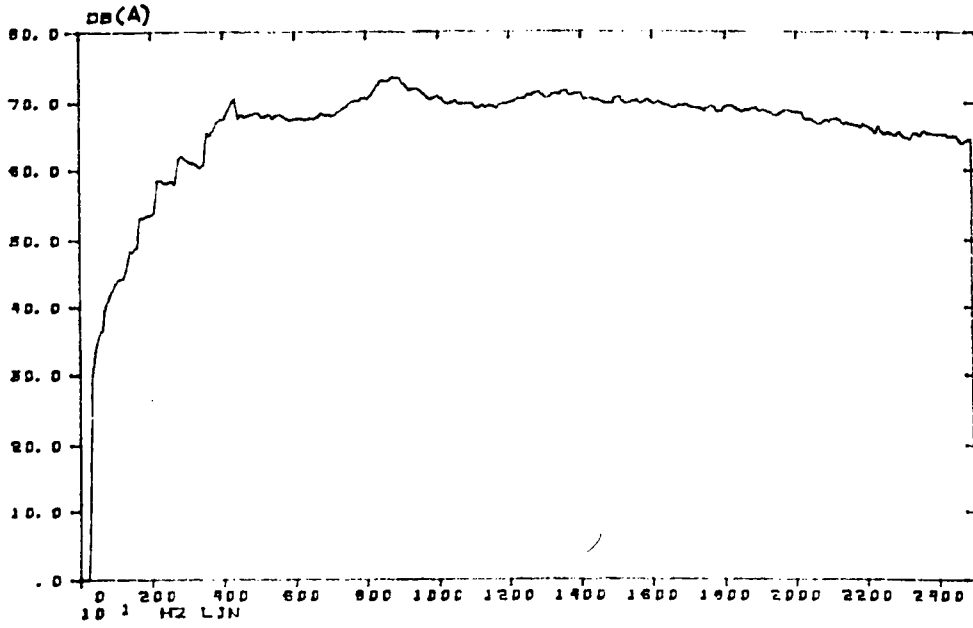
$$P_c = 3.0 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 4 → BOCAL S3



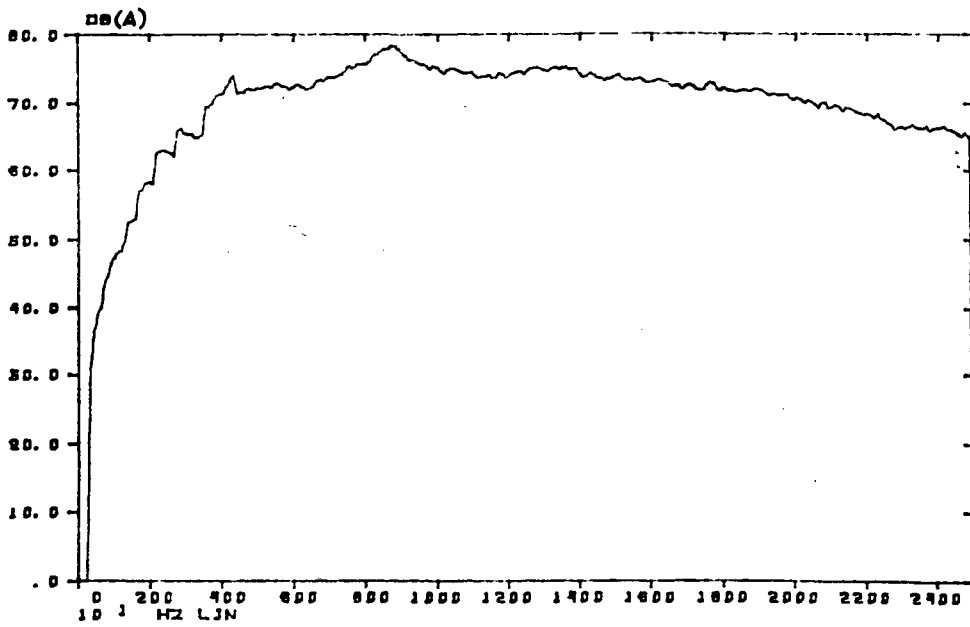
$$P_c = 4.8 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 4 → BOCAL S3



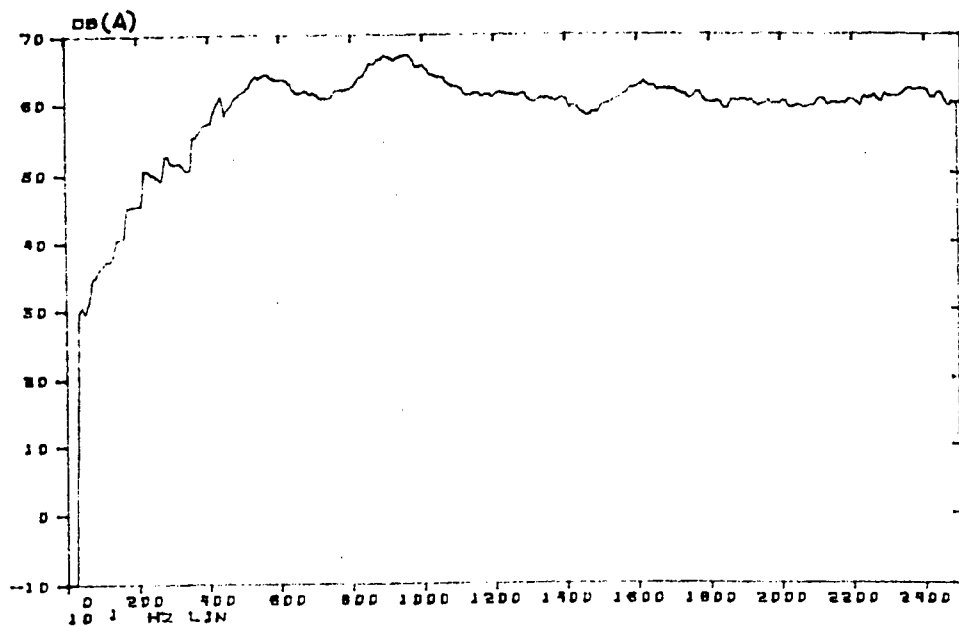
$$P_c = 3.0 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 4 → BOCAL S4



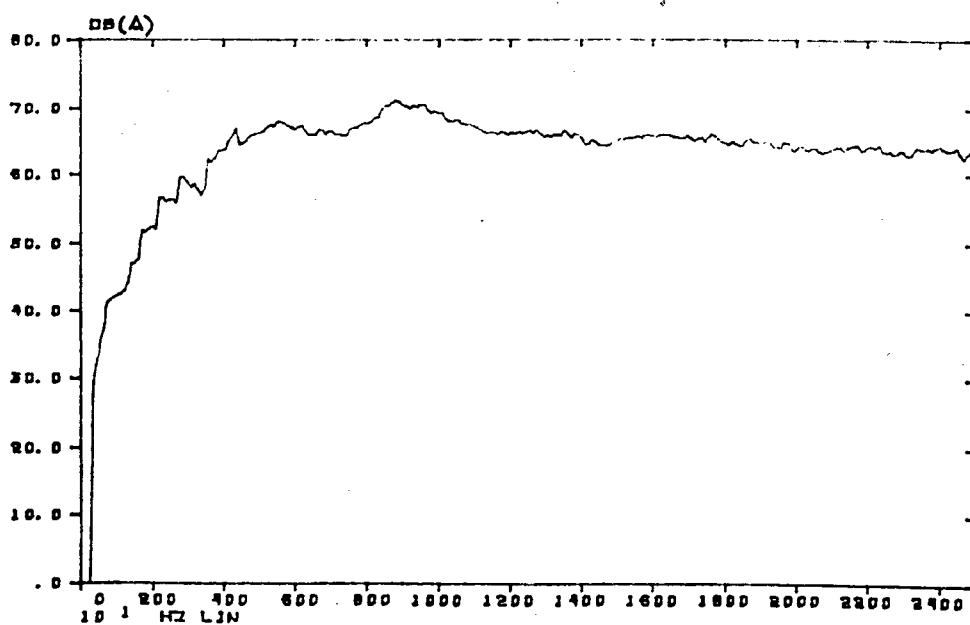
$$P_c = 5.8 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 4 → BOCAL S4



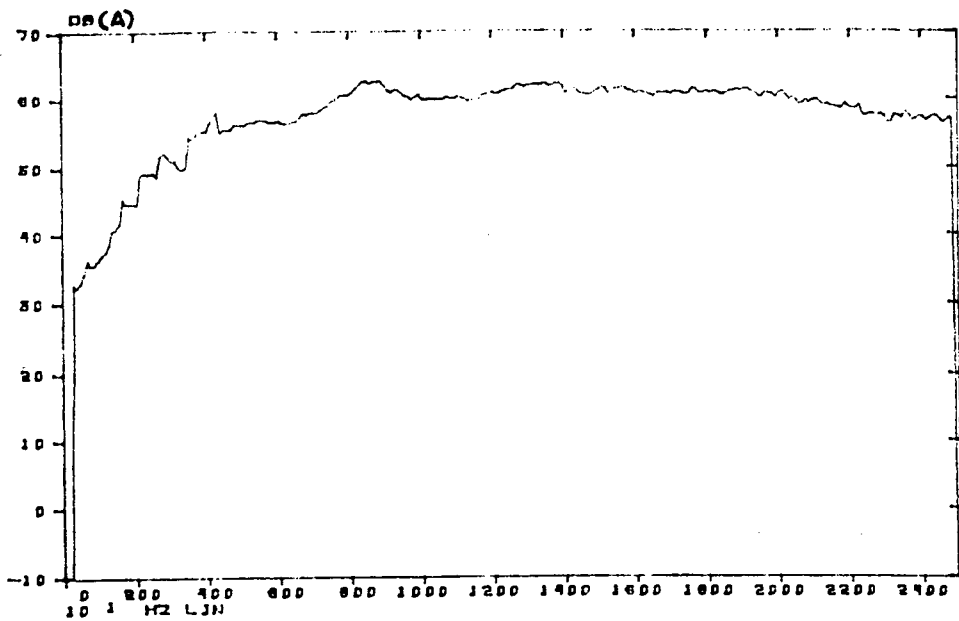
$$P_c = 3.0 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 5 → BOCAL S5



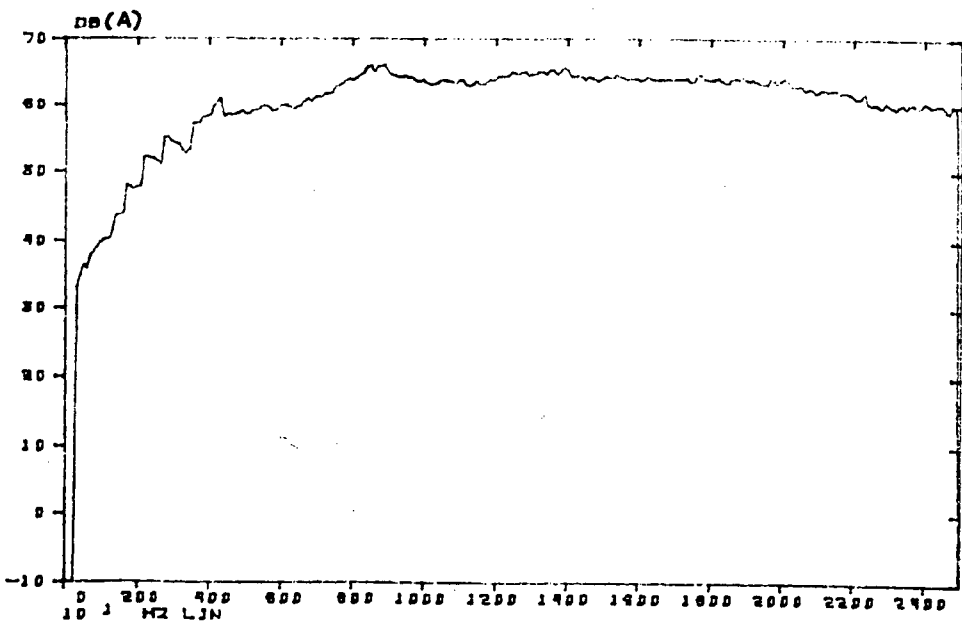
$$P_c = 4.8 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 5 → BOCAL S5



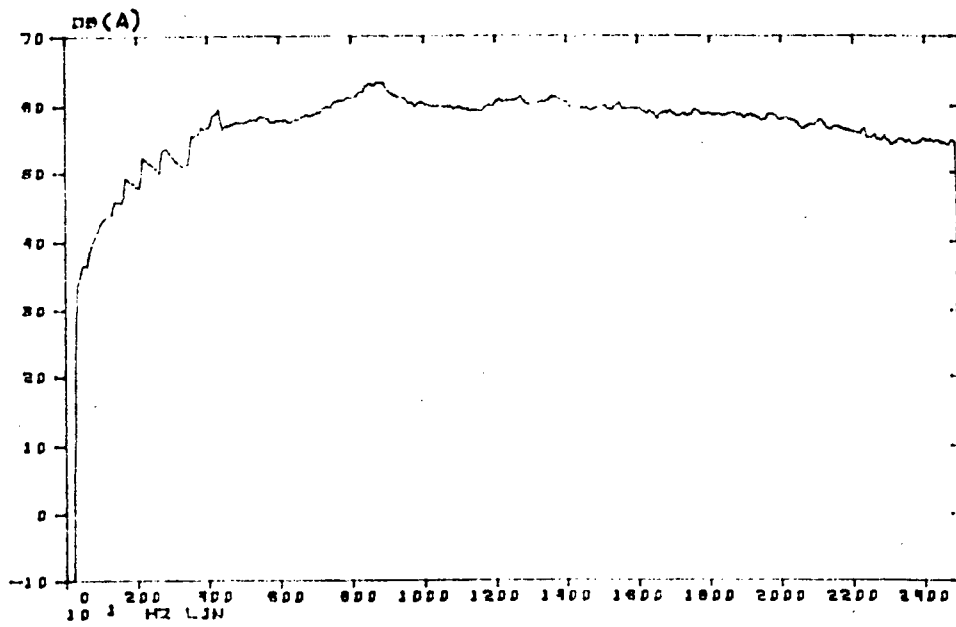
$$P_c = 3.0 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 5 → BOCAL S6



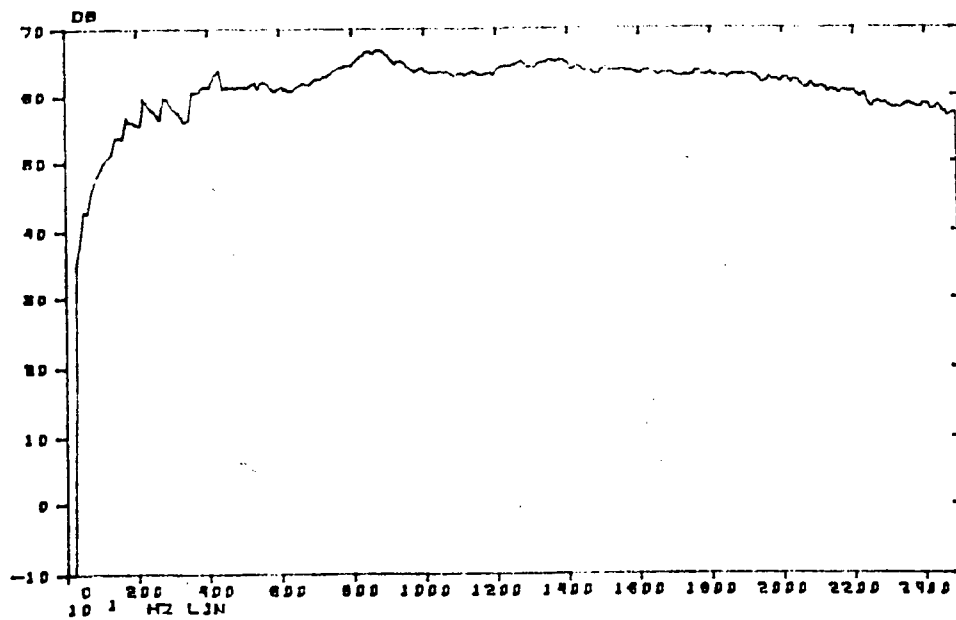
$$P_c = 6.6 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 5 → BOCAL S6



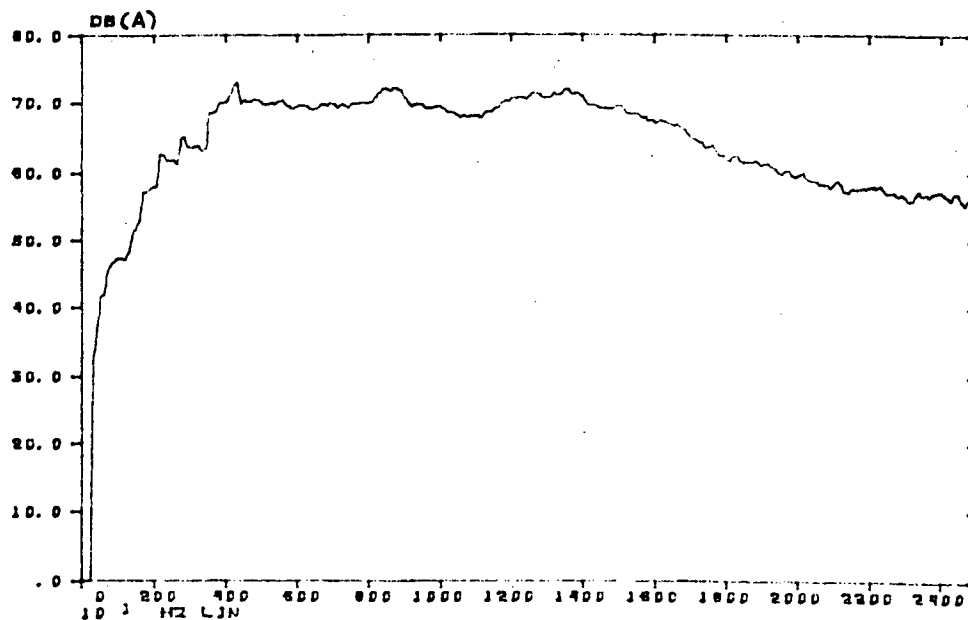
$$P_c = 3.0 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 6 → BOCAL S7



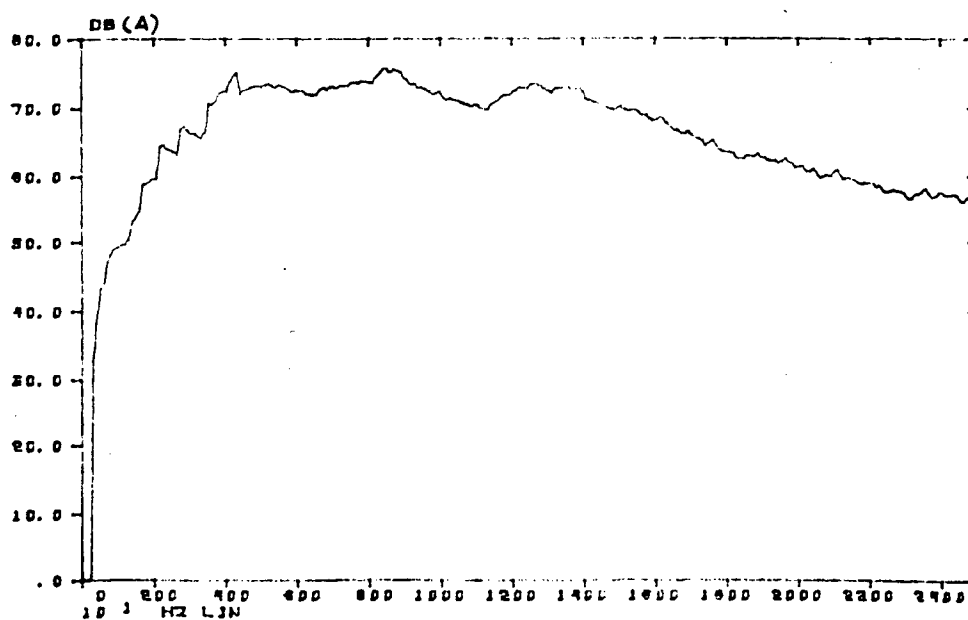
$$P_c = 5.2 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 6 → BOCAL S7



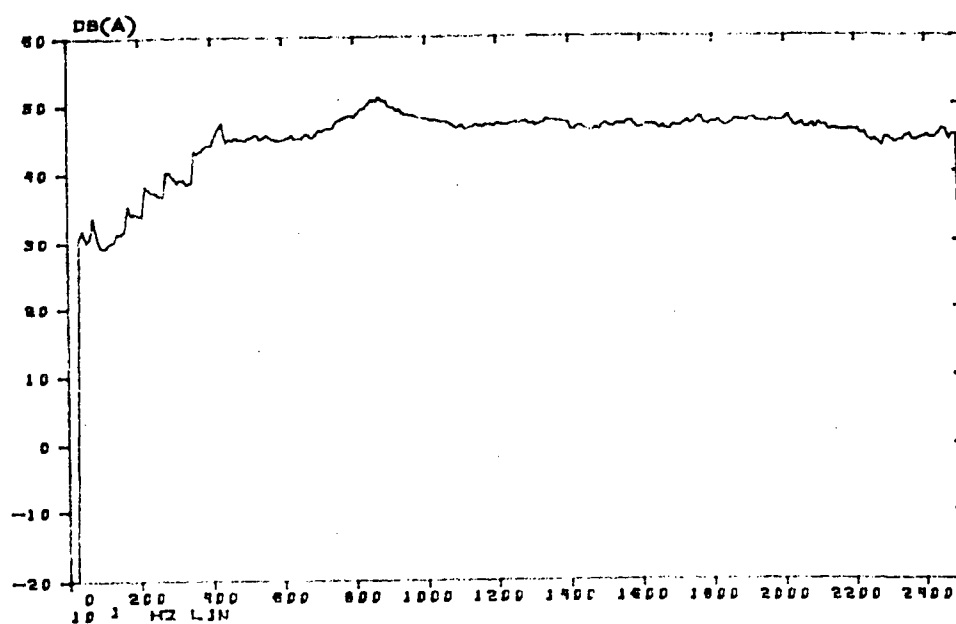
$$P_c = 3.0 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 6 → BOCAL S8



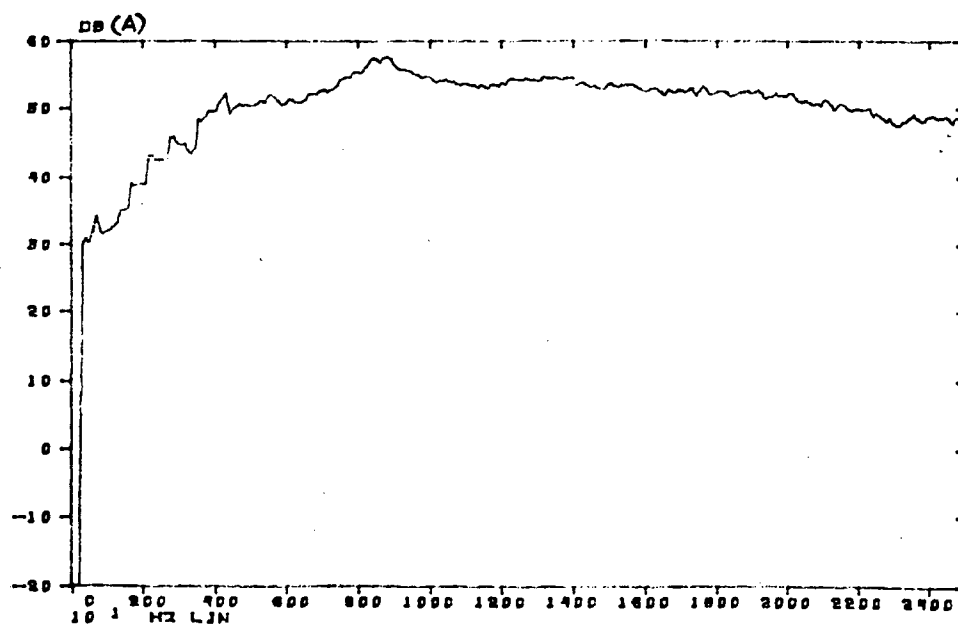
$$P_c = 5.7 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 6 → BOCAL S8



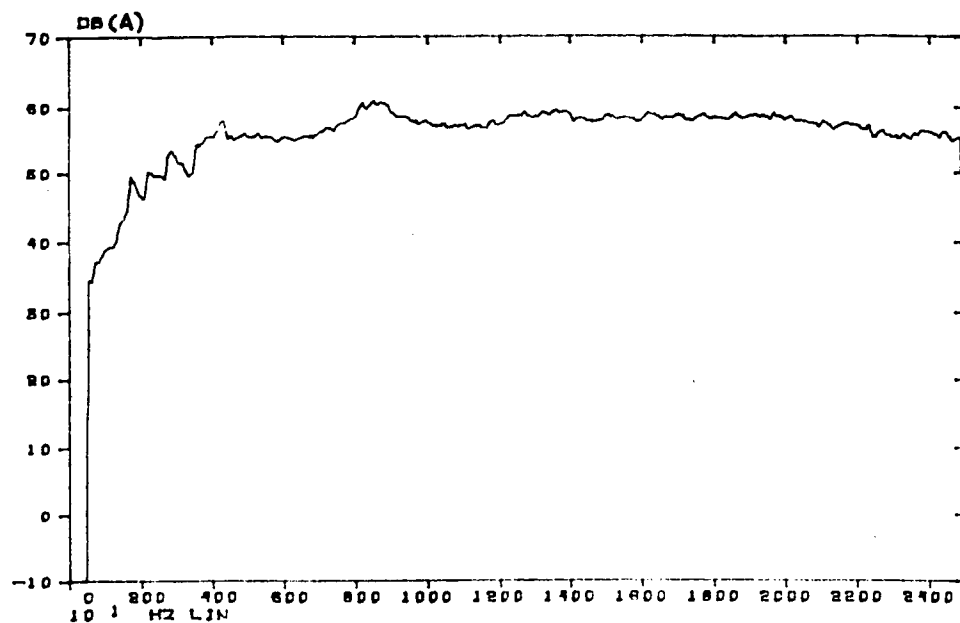
$$P_c = 3.0 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 6 → BOCAL S9



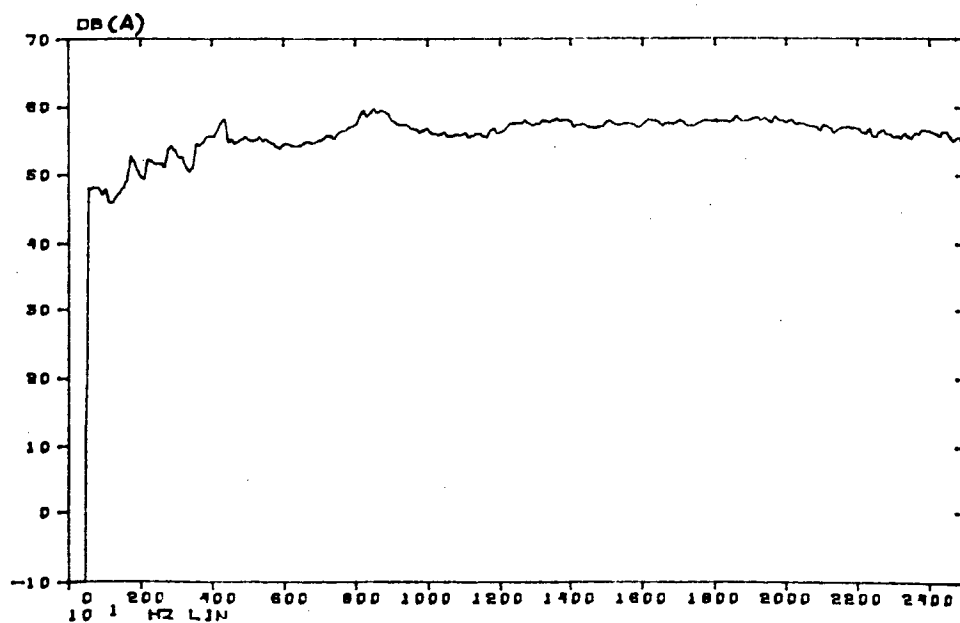
$$P_c = 5.8 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 6 → BOCAL S9



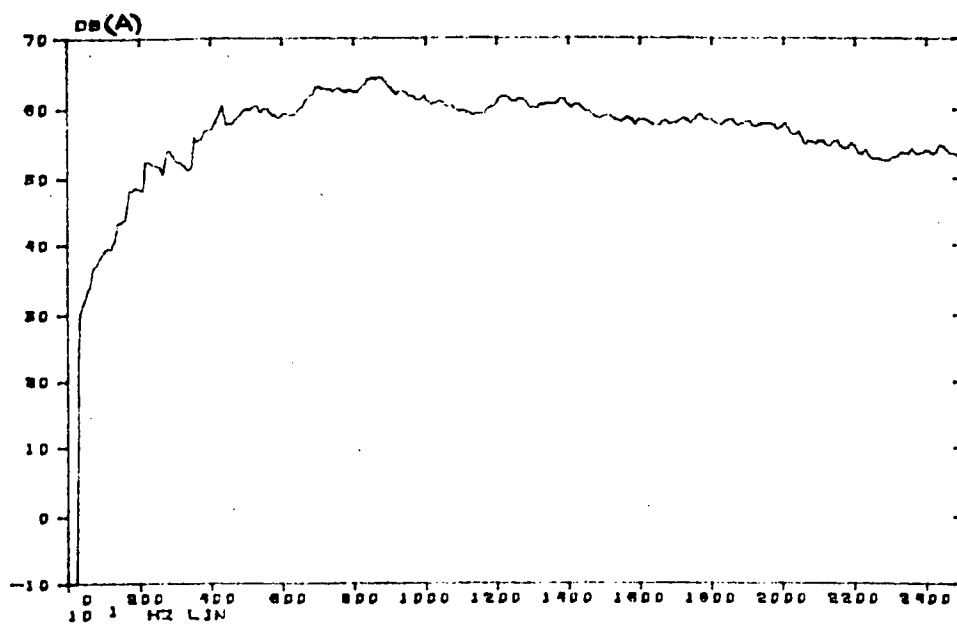
$$P_c = 2.0 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 6 + BOCAL S10



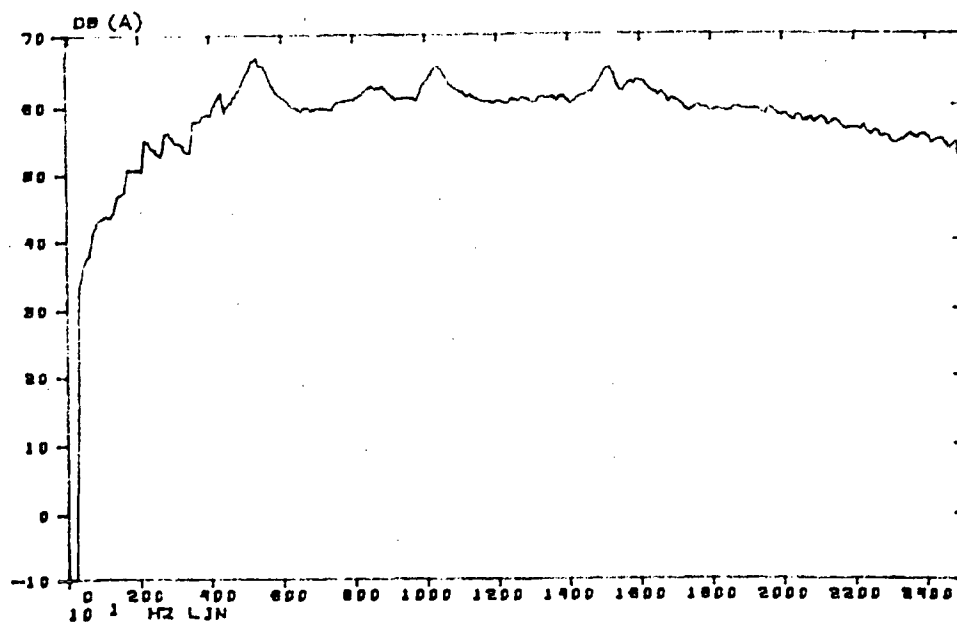
$$P_c = 2.8 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 6 + BOCAL S10



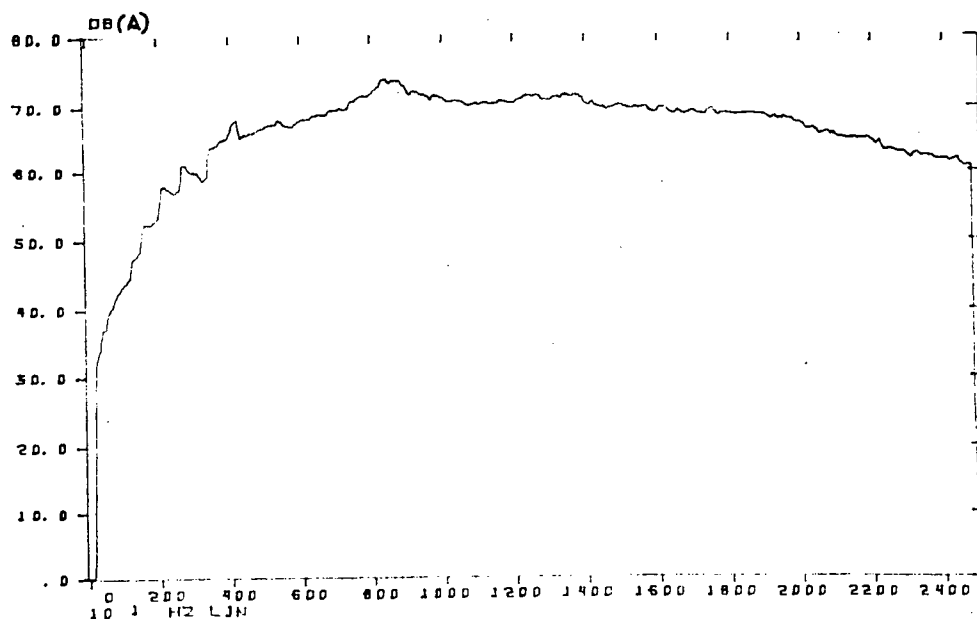
$$P_c = 2.0 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 6 → BOCAL E1



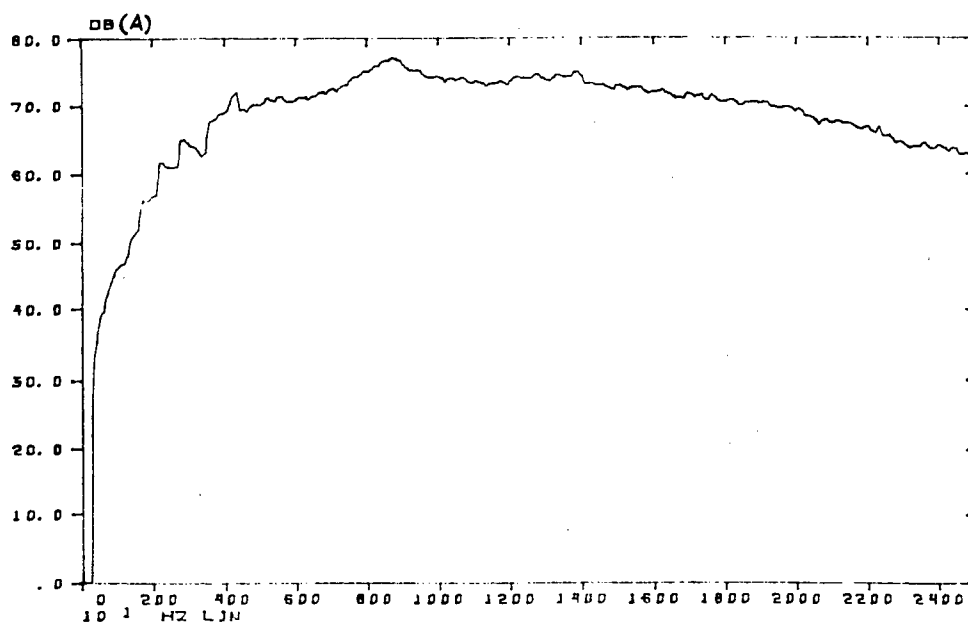
$$P_c = 3.0 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 7 → BOCAL S



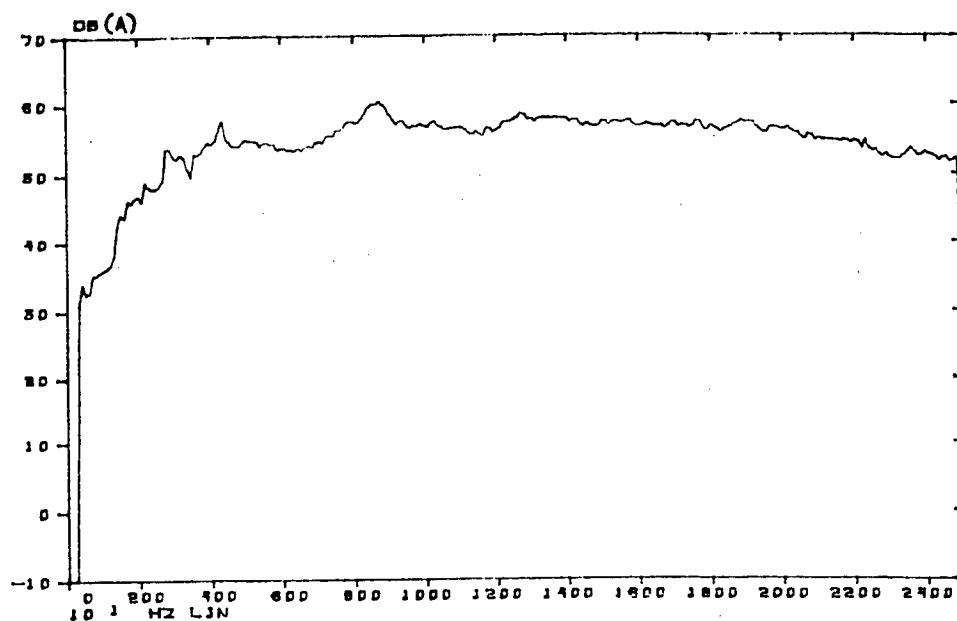
$$P_c = 3.0 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 7 → BOCAL SILVENT 500



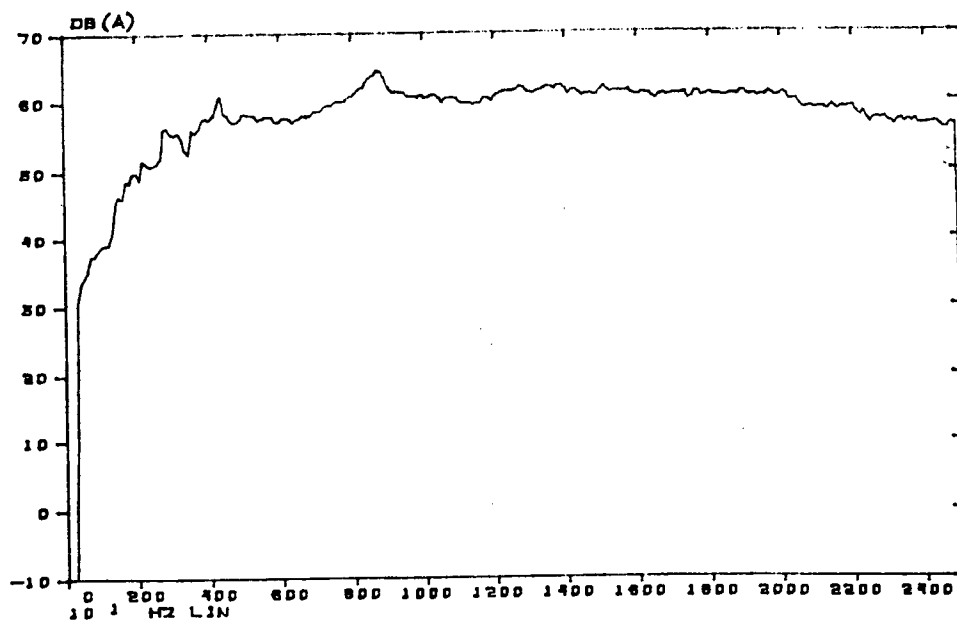
$$P_c = 4.8 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 7 → BOCAL SILVENT 500



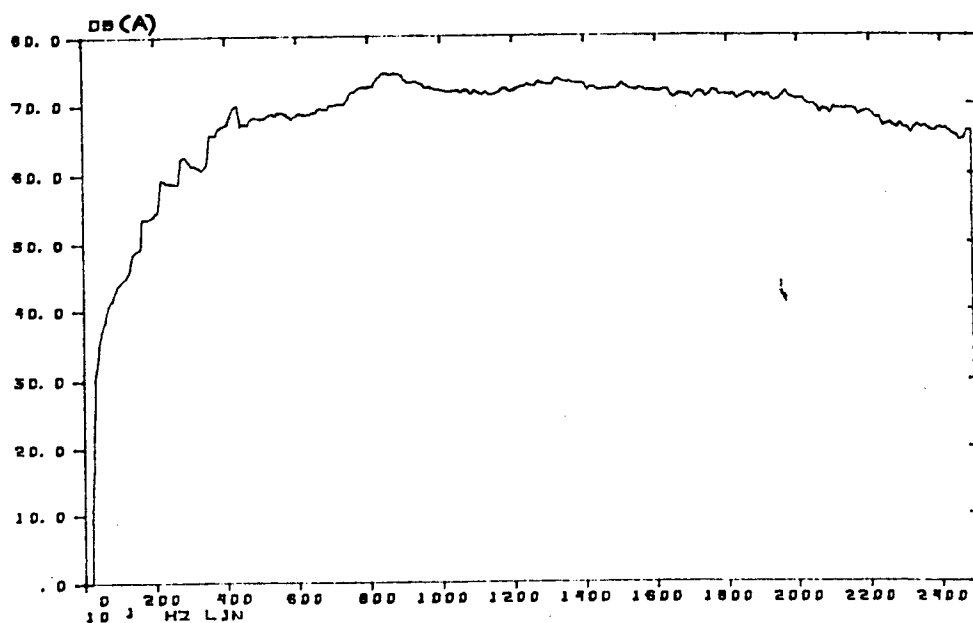
$$P_c = 3.0 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 7 → BOCAL SILVENT 501



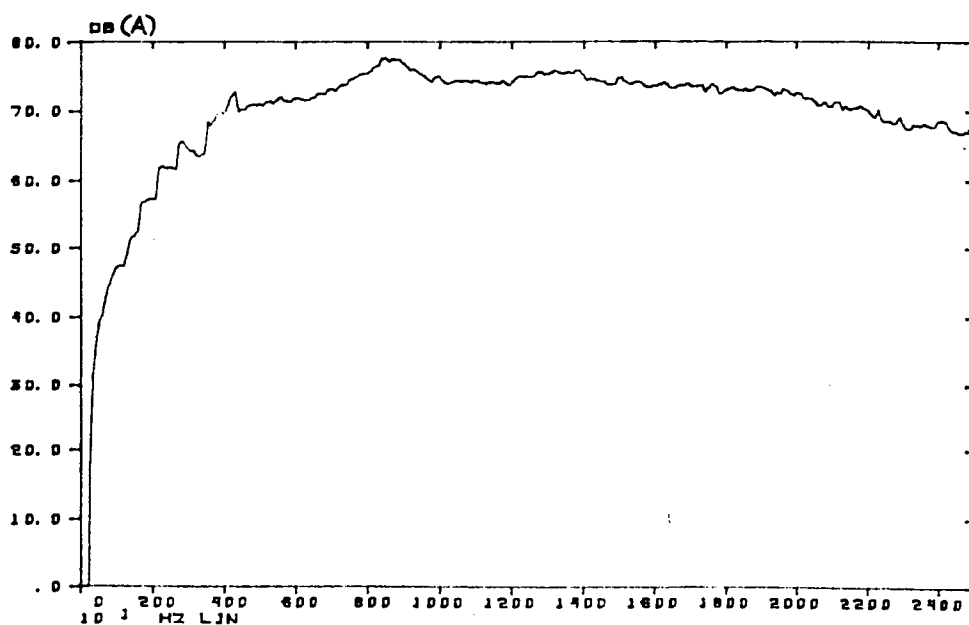
$$P_c = 4.0 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 7 → BOCAL SILVENT 501



$$P_c = 3.0 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 7 → BOCAL B1



$$P_c = 4.0 \text{ kgf/cm}^2$$

ESPECTRO DE POTENCIA SONORA - GRUPO 7 → BOCAL B1

5.7 CONCLUSÕES

A partir de uma análise individual do desempenho dos bocais quanto ao nível de potência sonora, estes foram agrupados em função da semelhança de projeto de construção e, considerando diferenças peculiares quanto às características ligadas ao tamanho, área do orifício de saída e trajetória do fluxo, a fim de extrair-se parâmetros indicativos da influência destes fatores na redução ou não de ruído.

A primeira conclusão é que não existe uma relação linear entre o nível de potência sonora (NWS) e a área do orifício de saída do fluxo. Apenas nota-se que o jato mais ruidoso, na maioria dos casos de bocais convergentes com jato central (ou secundário), é o que apresenta maior área de saída.

Outra conclusão importante, relacionada com os bocais que possuem material dissipador de energia acústica na trajetória do fluxo e possuem jato central e secundário, é que o jato secundário elimina a turbulência periférica proveniente do jato central. A presença do material dissipador, combinado com a presença do jato central e secundário reduz, em torno de 30 dB(A), o nível de potência sonora do bocal.

Diversos efeitos contribuem para a formação da estrutura de choque e o ruído associado a esta estrutura, apresenta espectro de banda estreita [17]. Portanto, através da análise espectral dos bocais aqui estudados, pode-se concluir que o ruído não é proveniente de uma estrutura de choque e sim da camada de mistura turbulenta, isto devido ao fato de que seus espectros são de banda larga.

Com relação aos resultados de nível de pressão sonora, verifica-se que a maioria dos bocais comerciais nacionais,

apresentam níveis superiores ao de tolerância (85 dB(A)), em pressões de reservatório acima de 5 kgf/cm², enquanto que os bocais projetados neste trabalho, permitem a utilização de pressões mais elevadas, sem que exista risco auditivo aos usuários (vide Tabelas 33 e 36).

CAPITULO VI

ANÁLISE DOS RESULTADOS E CONCLUSÕES

Este capítulo tem como objetivo mostrar os resultados obtidos a partir da análise das características fundamentais dos bocais de jato de ar comprimido que foram estudados nesta dissertação, através da correlação entre estas características: ruído x vazão e ruído x força. Os dados conclusivos serão importantes no sentido de determinar o desempenho efetivo de cada bocal quanto às operações de limpeza e ejeção de peças. O propósito final deste capítulo, é apresentar protótipos de bocais de jato não ruidosos, que com as suas características de força e vazão, cumpram certas exigências dentro de um mercado diversificado.

6.1 CLASSIFICAÇÃO DOS BOCAIS DE JATO INDUSTRIAIS

Pode-se classificar os bocais convergentes de jato industrial, baseado nas suas características fundamentais que são:

- a - Vazão mássica
- b - Nível de Potência Sonora e Pressão Sonora (dB(A))
- c - Força total do jato

Computou-se um valor médio, para cada parâmetro, na faixa de pressão de utilização industrial, conforme pode ser visto na Tabela 37.

TABELA 37 - DESEMPENHO DOS BOCAIS DE JATOS INDUSTRIAIS

BOCAL	m (kg/s)	NWS (dB(A))	Fd (N)	Fp (N)
1	$2.70 \cdot 10^{-3}$	92.10	1.19	1.21
2	$4.40 \cdot 10^{-3}$	92.92	0.30	0.31
3	$3.30 \cdot 10^{-3}$	92.28	1.41	1.43
4	$3.20 \cdot 10^{-3}$	87.12	1.18	1.23
5	$3.76 \cdot 10^{-3}$	92.36	1.29	1.33
6	$2.43 \cdot 10^{-3}$	92.55	1.36	1.38
7	$2.33 \cdot 10^{-3}$	88.47	1.11	1.15
S	$6.44 \cdot 10^{-3}$	81.88	1.34	1.41
S1	$4.94 \cdot 10^{-3}$	81.35	0.77	0.91
S2	$5.00 \cdot 10^{-3}$	82.65	0.99	1.13
S3	$4.20 \cdot 10^{-3}$	80.32	0.60	0.76
S4	$2.90 \cdot 10^{-3}$	78.51	0.35	0.37
S5	$4.20 \cdot 10^{-3}$	93.09	1.35	1.56
S6	$1.20 \cdot 10^{-3}$	86.11	0.15	0.19
S7	$1.97 \cdot 10^{-3}$	81.83	0.09	0.09
S8	$1.99 \cdot 10^{-3}$	82.64	0.25	0.26
S9	$2.85 \cdot 10^{-3}$	72.08	0.22	0.33
S10	-	91.75	-	-
E1	$3.53 \cdot 10^{-3}$	82.87	0.47	0.47
B1	$4.14 \cdot 10^{-3}$	92.59	2.02	2.05
SILVENT 500	$4.43 \cdot 10^{-3}$	79.82	0.32	0.32
SILVENT 501	$1.97 \cdot 10^{-3}$	80.59	0.32	0.33

Com base nos dados obtidos dos bocais comerciais nacionais, verifica-se que os mesmos possuem boas características de força e vazão. Entretanto, quando se analisa o nível de ruído que os mesmos geram, conclui-se que o risco de dano auditivo a que estão sujeitos os usuários destes bocais, é demasiadamente elevado.

Analisando agora o desempenho dos bocais projetados neste trabalho, observa-se:

GRUPO 4

Deste grupo, nota-se que o bocal S2 apresenta características muito boas de força de jato (1.13 N) e vazão (5.13 k/s), com um nível de potência sonora de 82.65 dB(A). Comparativamente aos bocais nacionais, verifica-se que apesar de possuir força de jato similar, apresenta uma redução do nível de potência sonora de cerca de 10 dB(A) e um aumento de aproximadamente 30 % na vazão mássica, fazendo com que o mesmo, além de ser utilizado nas operações de limpeza, possa vir a ser utilizado como ejeter de peças.

GRUPO 5

Deste grupo, observa-se que o bocal S5 possui elevados valores de força e vazão, porém seu nível de potência sonora, está situado em 93.09 dB(A). Estas propriedades podem ser comparadas com às propriedades dos bocais nacionais e com às do bocal B1, e ditas similares, excetuando que devido a sua maior vazão, o bocal S5 permite trabalhar com pressões de reservatório inferiores. Neste tipo de bocal a técnica da inserção de

material dissipador pode ser utilizada para amenizar a geração de ruído (vide figura 72).

GRUPO 6

As características que compõe os bocais deste grupo são baixa força, média vazão e uma redução do nível de potência sonora de até 20 dB(A), comparativamente aos bocais comerciais nacionais. Este resultado indica que os bocais, em especial o bocal S9, apresentam qualidades para serem empregados em secagem ou outra atividade industrial, onde a força do jato não necessita ser excessivamente elevada. Considerando ainda, o bocal S9 pode-se estabelecer comparações com o bocal Silvent S01, sendo ambos ejetores com, praticamente, a mesma força de jato. Verifica-se que o bocal S9 possui uma vazão maior e um nível de potência sonora menor, isto podendo ser atribuído à inserção de material dissipador de energia. Deve-se levar em consideração, ainda, que o bocal Silvent possui área menor e, portanto, deveria gerar menor ruído.

GRUPO 7

O bocal multiorifícios S, além de ser qualificado tanto para ejeção quanto para a limpeza de peças, apresenta a maior vazão mássica entre todos os bocais estudados neste trabalho, possuindo uma força de jato de 1.4 N e um nível de potência sonora de 81.88 dB(A). Este bocal pode ser considerado, através destas características, o melhor protótipo de bocal silencioso projetado. Este bocal pode ser comparado ao bocal E1, e mesmo possuindo vazão e força maiores, apresenta menor ruído. Os

espectros destes dois bocais apresentam a mesma forma e uma tendência à atenuação dos níveis de potência sonora nas altas frequências. Isto vem de encontro à teoria da qual os modelos pertencem. Percebe-se, neste caso, que o material dissipador de energia, quando colocado no fluxo principal do bocal E1, contribui para o decréscimo da força do jato.

A título de melhorar o desempenho dos bocais amplificadores de ar projetados nesta dissertação, seria conveniente encontrar um material que absorvesse energia acústica e oferecesse menor resistência ao escoamento, fazendo com que a energia de ação da força não fosse atenuada.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [01] Richards, E.J.. The Noise of Commercial Jets, Pipe Noise, etc. ISVR. Southampton University.
- [02] Li, Peizi, Halliwell N.A.. Noise from Industrial Jets: Coanda Nozzles. ISVR. Southampton University. 11.^o ICA Paris-Lyon-Toulouse, pp 273-276. 1983.
- [03] Salerno, Charles M.. Low Noise Level Nozzles and Exhaust Silencers for Quieting Air Discharge. Internoise ,pp 679-682. 1975.
- [04] Li, Peizi, Halliwell, N.A. Industrial Jet Noise: Coanda Nozzles. Journal of Sound and Vibration. 99 (4), pp 475-491. 1985.
- [05] Lord, H.W., Evensen, H.A., Stein, R.J. Pneumatic Silencers for Exhaust Values and Parts Ejectors. Sound and Vibration. pp 26-34. May, 1977.
- [06] Lighthill, M. J.. On sound generated aerodynamically I - General Theory. Proc. Royal Soc. Ser. A. Vol. 211, n 1107, pp 564-587. March, 1952.
- [07] Lush, P. A.. Measurements of Subsonic Jet Noise and Comparison with Theory. Journal Fluid Mechanicals. N 46, pp 477-500. 1971.

- [08] Heller, H.H., Franken, P. A.. Noise of Gas Flows. In:
Noise and Vibration Control - Beranek, L. L.. (Cap.16).
pp 512-518. 1971.
- [09] Goldstein, M. E. Aeroacoustics. 1976.
- [10] Dowling, A. P., Williams, J. E. F.. Sound and Sources of
Sound. University of Cambridge. 1983.
- [11] Lighthill, M. J.. Turbulence as a Source of Sound. Proc.
Royal Soc. A. Vol. 222, pp 1-32. 1954.
- [12] Fisher, M. J., Morfey, C. L.. Jet Noise. In: Noise and
Vibration - White, R. G., Walker, J. G.. (Cap 14), pp
307 - 336. 1982.
- [13] Davies, P. O. A. L.. Structure of Turbulence. In:
Noise and Vibration - White, R. G., Walker, J.
(Cap. 10), pp 227-246. 1982.
- [14] Hardin, J. C.. Analysis of Noise Produced by an Ordely
Structure of Turbulent Jets. NASA T. N. P 7242. 1973.
- [15] Metcalfe, R. W., Orsag, S. A.. Numerical Simulation of
Turbulent Jet Noise I. Flow Research Inc. Report, n
53. 1974.
- [16] Ribner, H. S.. Jets and Noise. Canadian Aeronautics and
Space Journal. pp 282-298.

- [17] Maa, Dah-you, Li, Peizi. Pressure Dependence of Jet Noise and Silencing of Blow-Offs. Noise Control Engineering. pp. 104-112. Nov/Dez 1981.
- [18] Frochaux, Alain, Salerno, Charles M.. Quiet Nozzle for Air Ejection. Report n 280. NOISEXPO. June, 1974.
- [19] Cudworth, A. L., Hanson, W. J., Vuisting, W.. Noise generation in Pneumatic Blow-Off Guns. Am. Ind. Hyg. Assoc. Journal.(38), pp 676-688. Dec 1977.
- [20] Cudworth, A. L., Hanson, W. Noise generation in Pneumatic Blow-Off Guns. NOISE-CON. 1975.
- [21] Wilson, P. M.. The Design of a Quiet, Efficient Industrial Air Jet and a Performance Evaluation Technique. Noise Control Engineering Journal. pp 25-30. 1984.
- [22] Lord, H. W., Richards, E. J.. An Experimental Study of the Mean Flow Characteristics of a Subsonic Jet Formed by a Circular Array of Six Converging Nozzles. ISVR. Southampton University.
- [23] Fox, R. W., McDonald, A. T.. Introduction to Fluids Mechanics. 562 pp. 2^a Ed. 1981.
- [24] Frey, A. Noise Control in Building Services. Sound Research Laboratory. 1988
- [25] Beckwith, T. G., Buck, N. L.. Mechanical Measurements. University of Pittsburgh. 1969.

- [26] International Standard - ISO 5167. Measurement of Fluid Flow by Means of Orifices Plates, Nozzles and Venturi Tubes Inserted in Circular Cross-Section Conduits Running Full. 1980
- [27] Elvhammar H., Moss, H.. Silenced Compressed Air Blowing. Internoise. pp 220-228. 1977.
- [28] Bell, L. H.. Industrial Noise Control - Fundamentals and Applications. 1982
- [29] Li, Peizi, Halliwell, N. A.. Adjustable Coanda Nozzle and Micropore Ejector. ISVR. Southampton University.
- [30] Cudworth, A. L.. Field and Laboratory. Noise Control. pp 39-43. Jan 1959.
- [31] Machine noise - noise from air blast nozzles.
- [32] Bhat, W. V.. Experimental Investigation of Noise Reduction from Two Parallel - Flow Jets. AIAA Journal. pp 1160-1167.
- [33] Bassioun, M. R., Dosanjh, D. S.. Acoustic and Flow Characteristics of Cold High-Speed Coaxial Jets. AIAA Journal. Vol. 17, n 2, pp 153-159. Feb 1979.
- [34] Carpenter, P. W., Green, P.N.. Noise Sources in External Coanda Type Gas Flares.

- [35] The Generation of Noise in External Coanda - Type Waste - Gas Flares. Proc. I.O.A. Vol. 6. Part - I. pp 196-201. 1984
- [36] Cudworth, A. L., Hanson, W. J., Vuisting, W.. Pneumatic Muffler Noise. Internoise. pp 1015-1020. 1978.
- [37] Salerno, Charles M.. Low Noise Level Nozzles and Exhaust Silencers for Quieting Air Discharge.
- [38] Lancey, T. W.. Noise from Small Air Jets and a Quiet Valve. Journal of Sound and Vibration. 57 (1). pp 35-40. 1978.
- [39] Chen, C. Y.. Predictions of Aeroacoustics Characteristics of Coaxial Jets. AIAA Journal. Vol. 15, n 3. pp 297-298. Mar 1977.
- [40] Brüel & Kjaer. Instruction manual. Sound Power Source Type 4205.

DETERMINAÇÃO DE RAIZES DE EQUAÇÃO - MÉTODO DE MÜLLER

```

IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
PARAMETER (L=21,M=6,IENT=5,IOUT=6,N=10)
CHARACTER TIT*16
DIMENSION P1(L,M),DP(L,M),W(L,M),TIT(L),R(N),P2(L,M)
COMMON P,D
OPEN(IENT,FILE='SAND.ENT',STATUS='OLD')
OPEN(IOUT,FILE='SAND.OUT',STATUS='NEW')
DO 10 I=1,L
  READ(IENT,*)(P2(I,J),J=1,M)
  READ(IENT,*) TIT(I)
  READ(IENT,*)(DP(I,J),J=1,M)
CONTINUE
WI=1.0D-4
WS=1.0D-2
DW=1.0D-5
EPS=1.0D-3
IEND=50
WRITE(*,*) 'WI'
READ(*,*) WI
WRITE(*,*) 'WS'
READ(*,*) WS
WRITE(*,*) 'DW'
READ(*,*) DW
WRITE(*,*) 'EPS'
READ(*,*) EPS
WRITE(*,*) 'IEND'
READ(*,*) IEND
DO 20 I=1,L
DO 30 J=1,M
  P1(I,J)=P2(I,J)+DP(I,J)
  P=P1(I,J)
  D=DP(I,J)
  CALL RAIZES(WI,WS,DW,EPS,R,N,NR,IEND,IOUT)
  WRITE(IOUT,*) 'RAIZES BOCAL = ',TIT(I),'PRESSAO = ',P1(I,J)
  WRITE(IOUT,*)(R(K),K=1,NR)
DO 40 K=1,NR
  IF(R(K).LE.0.D0) GOTO 40
  W(I,J)=R(K)
GOTO 30
CONTINUE
CONTINUE
WRITE(IOUT,*) '
WRITE(IOUT,*) TIT(I)
WRITE(IOUT,*) '
WRITE(IOUT,*) 'PRESSAO P1'
WRITE(IOUT,*) (P1(I,J),J=1,M)
WRITE(IOUT,*) 'PRESSAO P2'
WRITE(IOUT,*) (P2(I,J),J=1,M)
WRITE(IOUT,*) '
WRITE(IOUT,*) 'PERDA DE CARGA'
WRITE(IOUT,*) (DP(I,J),J=1,M)
WRITE(IOUT,*) '
WRITE(IOUT,*) 'VAZAO MASSICA CALCULADA'
WRITE(IOUT,*) (W(I,J),J=1,M)
WRITE(IOUT,*) '

```

```

CONTINUE
STOP
END
REAL*8 FUNCTION FCT(W)

```

Calculo da funcao F(w) na frequencia W.

```

REAL*8 W,P1,DP,RE,R01
COMMON P1,DP
RE=1.41D6*W
R01=1.2D-5*P1
FCT=1.002*(0.5975+2.877/RE**0.75)*(1-0.294*DP/P1)*1.26D-4
& *DSQRT(2*DP*R01)-W
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE DRMTI(X,F,XLI,XRI,EPS,IEND,IER)

```

PURPOSE. TO SOLVE GENERAL NONLINEAR EQUATIONS OF THE FORM
FCT(X) BY MEANS OF MUELLERS-S ITERATION METHOD.

```

SUBROUTINE DRTMI(X,F,XLI,XRI,EPS,IEND,IER)

```

```

IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)

```

PREPARE ITERATION

```

IER=0
XL=XLI
XR=XRI
X=XL
TOL=X
F=FCT(TOL)
IF(F)1,16,1
1 FL=F
X=XR
TOL=X
F=FCT(TOL)
IF(F)2,16,2
2 FR=F
IF(DSIGN(1.D0,FL)+DSIGN(1.D0,FR))25,3,25
3 I=0
TOLF=100.D0*EPS

```

START ITERATION LOOP

```

4 I=I+1
DO 13 K=1,IEND
X=0.5D0*(XL+XR)
TOL=X
F=FCT(TOL)
IF(F) 5,16,5
5 IF(DSIGN(1.D0,F)+DSIGN(1.D0,FR)) 7,6,7
6 TOL=XL
XL=XR

```

```

X
T
F
F...
7 TOL=F-FL
A=F*TOL
A=A+A
IF(A-FR*(FR-FL)) 8,9,9
8 IF(I-IEND) 17,17,9
9 XR=X
FR=F
TOL=EPS
DABS(XR)
IF(A-1.D0)11,11,10
10 TOL=TOL*A
11 IF(DABS(XR-XL)-TOL)12,12,13
12 IF(DABS(FR-FL)-TOL)14,14,13
13 CONTINUE

      EN OF BISECTION LOOP

IER=1
14 IF(DABS(FR)-DABS(FL)) 16,16,15
15 X=XL
F=FL
16 RETURN
17 A=FR-F
DX=(X-XL)*FL*(1.D0+F*(A-TOL)/(A*(FR-FL)))/TOL
XM=X
FM=F
X=XL-DX
TOL=X
F=FCT(TOL)
IF(F) 18,16,18
18 TOL=EPS
A=DABS(X)
IF(A-1.D0)20,20,19
19 TOL=TOL*A
20 IF(DABS(DX)-TOL)21,21,22
21 IF(DABS(F)-TOL)16,16,22
22 IF(DSIGN(1.D0,F)+DSIGN(1.D0,FL))24,23,24
23 XR=X
FR=F
GO TO 4
24 XL=X
FL=F
XR=XM
FR=FM
GO TO 4
25 IER=2
RETURN
END

SUBROUTINE RAIZES(WI,WS,DW,EPS,R,N,NR,IEND,IOUT)

```

Esta subrotina procura N raizes de uma funcao no intervalo WI
a WS (metodo de Mueller)

WI = primeira abscissa
WS = ultima abscissa
DW = incremento da abscissa p/ pesquisa de raizes
EPS = erro maximo
R = vetor das raizes
N = numero de raizes que se deseja encontrar
NR = numero de raizes encontradas
IEND = numero maximo de iteracoes
IOUT = arquivo de saida (impressao de mensagens).

IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)

DIMENSION R(N)

NR=0

XLI=WI

XRI=XLI+DW

10 CALL DRTMI(X,F,XLI,XRI,EPS,IEND,IER)

IF(IER.GE.1) GOTO 20

NR=NR+1

R(NR)=X

IF(NR.GE.N) RETURN

XLI=1.1D0*X

XRI=XLI+DW

GOTO 30

20 CONTINUE

IF(IER.EQ.1) GOTO 50

XLI=XRI

XRI=XLI+DW

30 CONTINUE

IF(XLI.LT.WS) GOTO 10

IF(NR.GT.0) RETURN

WRITE(IOUT,40) WI,WS.

40 FORMAT(/,5X,'NAO FORAM ENCONTRADAS RAIZES NO INTERVALO WI=',F10.3,
& WS=',F10.3)

STOP

50 CONTINUE

WRITE(IOUT,60)

60 FORMAT(/,5X,'NUMERO DE ITERACOES INSUFICIENTE')

STOP

END

APÊNDICE II

O programa utilizado para a inserção manual de dados no analisador de Fourier HP 5451C (Cap. V) envolve:

1. COMANDO PONTO A PONTO

O comando ponto a ponto significa que uma sequência de diferentes valores será inserida dentro dos canais do analisador.

2. FATORES DE ESCALA

Os fatores de escala são:

- n_1 - expoente multiplicador do bloco + é expoente que multiplica todos os dados que são inseridos no programa.
- n_2 - código de coordenada + identifica ao sistema o tipo de dados que estão sendo inseridos.
- n_3 - código de frequência + o sistema utiliza este código para computar a escala do eixo horizontal, baseado no valor da frequência máxima.

3. VALORES INSERIDOS

No caso de coordenadas retangulares:

Valor Real SPACE Valor Imaginário ENTER

No caso de coordenadas polares:

Magnitude do Valor SPACE Fase ENTER

4. FIM DO PROGRAMA

Inserir TERM ENTER

Para o nosso caso, os comandos escolhidos foram:

1. Inseriu-se o número de canais em cada frequência central da banda, conforme Tabela 1 (Cap. V).

2. Valores de n

n_1 - são as potências de 10, descritas na Tabela 2, para cada valor de potência sonora.

n_2 - selecionou-se o código 12, porque os dados inseridos no programa eram lineares e em dupla precisão no domínio da frequência, em coordenadas retangulares.

n_3 - selecionou-se o código 39, pois a frequência máxima é igual a 25 kHz.

3. Foram utilizadas coordenadas retangulares com partes imaginárias nulas e partes reais iguais aos valores de potências sonoras descritas na Tabela 2 (Cap. V).